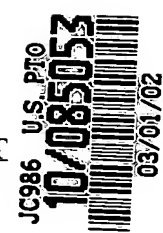


#3

PATENT



ED-US010068

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of :  
Yasuyuki Hashimoto et al. :  
Serial No.: New :  
Filed: Herewith :  
For: DAMPER MECHANISM :

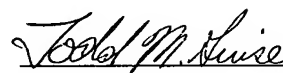
**CLAIM FOR PRIORITY UNDER 35 U.S.C. §119**

The Assistant Commissioner of Patents  
Washington, DC 20231

Sir:

Under the provisions of 35 U.S.C. §119, Applicants file herewith a certified copy of Japanese Patent Application No. JP2001-067422, filed March 9, 2001, in accordance with the International Convention for the Protection of Industrial Property, 53 Stat. 1748. Applicants hereby claim priority under 35 U.S.C. §119 in accordance with the International Convention for the Protection of Industrial Property, 53 Stat. 1748.

Respectfully submitted,

  
Todd M. Guise  
Reg. No. 46,748

SHINJYU GLOBAL IP COUNSELORS, LLP  
1233 Twentieth Street, NW, Suite 700  
Washington, DC 20036  
(202)-293-0444  
Dated: 3/1/02

FD-US010068

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE



別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2001年 3月 9日

出 願 番 号

Application Number:

特願2001-067422 ✓

[ ST.10/C ]:

[ JP2001-067422 ]

出 願 人

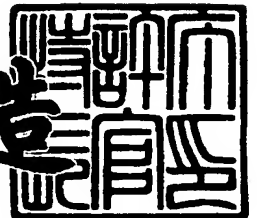
Applicant(s):

株式会社エクセディ

2002年 2月 8日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

及 川 耕 造



出証番号 出証特2002-3005737

【書類名】 特許願

【整理番号】 ED010068P

【提出日】 平成13年 3月 9日

【あて先】 特許庁長官 殿

【国際特許分類】 F16D 13/64

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エク  
セディ内

【氏名】 橋本 恭行

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エク  
セディ内

【氏名】 正木 道友

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エク  
セディ内

【氏名】 青木 辰之

【特許出願人】

【識別番号】 000149033

【氏名又は名称】 株式会社エクセディ

【代理人】

【識別番号】 100094145

【弁理士】

【氏名又は名称】 小野 由己男

【連絡先】 0 6 - 6 3 1 6 - 5 5 3 3

【選任した代理人】

【識別番号】 100094167

【弁理士】

【氏名又は名称】 宮川 良夫

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 020905

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ダンパー機構

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第 1 回転体と、

前記第 1 回転体と相対回転可能に配置された第 2 回転体と、

前記第 1 回転体と前記第 2 回転体とを回転方向に弾性的に連結するためのダンパー部と、

前記第 1 回転体と前記第 2 回転体が相対回転するときに摩擦を発生可能な摩擦機構と、

所定角度範囲内で前記摩擦機構を作動させないための摩擦抑制機構と、

前記所定角度の端で互いに当接する部材の衝撃を緩和するための弾性部材と、  
を備えたダンパー機構。

【請求項 2】

前記弾性部材は前記所定角度範囲内で回転方向に圧縮可能に配置されている、  
請求項 1 に記載のダンパー機構。

【請求項 3】

前記摩擦抑制機構は回転方向に並んだ 2 つの部材を有し、

前記弾性部材は前記 2 つの部材の回転方向間に配置されている、請求項 1 又は  
2 に記載のダンパー機構。

【請求項 4】

前記 2 つの部材は、孔が形成された板状の第 1 部材と、前記孔内に回転方向に  
移動可能に配置された第 2 部材とからなり、

前記弾性部材は、前記孔内で前記第 2 部材と回転方向に並んで配置され、前記  
第 2 部材と前記孔の縁部との間で圧縮可能である、請求項 3 に記載のダンパー機  
構。

【請求項 5】

前記 2 つの部材は、複数の内周歯を有する第 3 部材と、前記複数の内周歯に対  
して回転方向に隙間をあけて配置された複数の外周歯を有する第 4 部材とからな

り、

前記弾性部材は前記内周歯と前記外周歯の回転方向間に配置されている、請求項 3 又は 4 に記載のダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ダンパー機構、特に、動力伝達系における振じり振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

【0002】

【従来の技術】

車輻に用いられるクラッチディスク組立体は、フライホイールに連結・切断されるクラッチ機能と、フライホイールからの振じり振動を吸収・減衰するためのダンパー機能とを有している。一般に車両の振動には、アイドル時異音（ガラ音）、走行時異音（加速・減速ラトル、こもり音）及びティップイン・ティップアウト（低周波振動）がある。これらの異音や振動を取り除くことがクラッチディスク組立体のダンパーとしての機能である。

【0003】

アイドル時異音とは、信号待ち等でシフトをニュートラルに入れ、クラッチペダルを放したときにトランスミッションから発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この異音が生じる原因は、エンジンアイドリング回転付近ではエンジントルクが低く、エンジン爆発時のトルク変動が大きいことにある。このときにトランスミッションのインプットギアとカウンタギアとが歯打ち現象を起こしている。

【0004】

ティップイン・ティップアウト（低周波振動）とは、アクセルペダルを急に踏んだり放したりしたときに生じる車体の前後の大きな振れである。駆動伝達系の剛性が低いと、タイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤ側からトルクに伝わり、その揺り返しとしてタイヤに過大トルクが発生し、その結果車体を過渡的に前後に大きく振らす前後振動となる。

## 【0005】

アイドリング時異音に対しては、クラッチディスク組立体の振じり特性においてゼロトルク付近が問題となり、そこでの振じり剛性は低い方がよい。一方、ティップイン・ティップアウトの前後振動に対しては、クラッチディスク組立体の振じり特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

## 【0006】

以上の問題を解決するために、2種類のパネを用いることにより2段特性を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そこでは、振じり特性における1段目（低振じり角度領域）における振じり剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているために、アイドリング時の異音防止効果がある。また、振じり特性における2段目（高振じり角度領域）では振じり剛性及びヒステリシストルクを高く設定しているため、ティップイン・ティップアウトの前後振動を十分に減衰できる。

## 【0007】

さらに、振じり特性2段目において例えばエンジンの燃焼変動に起因する微小振動が入力されたときに、2段目の大摩擦機構を作動させないことで、低ヒステリシストルクによって微小振動を効果的に吸収するダンパー機構も知られている。

## 【0008】

## 【発明が解決しようとする課題】

振じり特性2段目において所定角度範囲内で2段目の大摩擦機構を作動させないダンパー機構は、例えば、2つの部材の回転方向間に隙間を確保しており、その隙間範囲では2段目の大摩擦機構が作動しないようになっている。

## 【0009】

しかし、その隙間範囲内では摩擦抵抗が小さいため、エンジンの回転変動によって2つの部材は常に衝突して衝撃を受けている。そのため、長期間の使用によって、2つの部材が摩耗して隙間が初期設定時より大きくなることがある。この場合は、2段目の大摩擦機構を作動させない隙間が大きくなることで、音・振動吸収機能が低下してしまう。

【 0 0 1 0 】

本発明の課題は、所定角度範囲内で摩擦機構を作動させないダンパー機構において、所定角度の増加を抑制することにある。

【 0 0 1 1 】

【課題を解決するための手段】

請求項 1 に記載のダンパー機構は、第 1 回転体と、第 2 回転体と、ダンパー部と、摩擦機構と、摩擦抑制機構と、弾性部材とを備えている。第 2 回転体は、第 1 回転体と相対回転可能に配置されている。ダンパー部は、第 1 回転体と第 2 回転体とを回転方向に連結するための機構である。摩擦機構は第 1 回転体と第 2 回転体が相対回転するときに摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、所定角度範囲内で摩擦機構を作動させないための機構である。弾性部材は、所定角度の端で互いに当接する部材の衝撃を緩和するための部材である。

【 0 0 1 2 】

このダンパー機構では、弾性部材によって、所定角度の範囲内では摩擦機構が作動しないため、所定角度範囲内の端ではエンジンの燃焼変動によって部材間の衝突が生じうる。しかし、弾性部材を設けることで互いに当接する部材の衝撃を緩和しているため、部材の摩耗が少なくなり、所定角度が大きくなることが抑えられる。

【 0 0 1 3 】

請求項 2 に記載のダンパー機構では、請求項 1 において、弾性部材は所定角度範囲内で回転方向に圧縮可能に配置されている。

このダンパー機構では、弾性部材が所定角度範囲内で圧縮されることによって、所定角度範囲内では弾性部材の剛性が得られる

請求項 3 に記載のダンパー機構では、請求項 1 又は 2 において、摩擦抑制機構は回転方向に並んだ 2 つの部材を有している。弾性部材は 2 つの部材の回転方向間に配置されている。

【 0 0 1 4 】

このダンパー機構では、弾性部材は摩擦抑制機構の 2 つの部材間で衝撃を緩和する。



請求項 4 に記載のダンパー機構では、請求項 3 において、2 つの部材は、孔が形成された板状の第 1 部材と、孔内に回転方向に移動可能に配置された第 2 部材とからなる。弾性部材は、孔内で第 2 部材と回転方向に並んで配置され、第 2 部材と孔の縁部との間で圧縮可能である。

【0 0 1 5】

このダンパー機構では、弾性部材は孔内に配置され、第 2 部材と孔の縁部との間で圧縮される。

請求項 5 に記載のダンパー機構では、請求項 3 又は 4 において、2 つの部材は、複数の内周歯を有する第 3 部材と、複数の内周歯に対して回転方向に隙間をあけて配置された複数の外周歯を有する第 4 部材とからなる。弾性部材は内周歯と外周歯の回転方向間に配置されている。

【0 0 1 6】

このダンパー機構では、弾性部材は内周歯と外周歯の回転方向間に配置され、内周歯と外周歯との間で圧縮される。

【0 0 1 7】

【発明の実施の形態】

(1) 構成

図 1 に本発明の一実施形態のクラッチディスク組立体 1 の断面図を示し、図 2 にその平面図を示す。クラッチディスク組立体 1 は、車輛のクラッチ装置に用いられる動力伝達装置であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とはフライホイール（図示せず）に連結及び離反することによってトルクの伝達及び遮断をする機能である。ダンパー機能とは、バネ等によりフライホイール側から入力されるトルク変動等を吸収・減衰する機能である。

【0 0 1 8】

図 1 において O - O がクラッチディスク組立体 1 の回転軸すなわち回転中心線である。また、図 1 の左側にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図 1 の右側にトランスミッション（図示せず）が配置されている。さらに、図 2 の R 1 側がクラッチディスク組立体 1 の回転方向駆動側（正側）であり、R 2 側からその反対側（負側）である。

## 【 0 0 1 9 】

クラッチディスク組立体 1 は、主に、入力回転体 2（クラッチプレート 2 1，リテーニングプレート 2 2，クラッチディスク 2 3）と、出力回転体としてのスプラインハブ 3 と、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との間に配置されたダンパー部 4 とから構成されている。ダンパー部 4 は、第 1 バネ 7，第 2 バネ 8 及び大摩擦機構 1 3 などを含んでいる。

## 【 0 0 2 0 】

入力回転体 2 はフライホイール（図示せず）からのトルクが入力される部材である。入力回転体 2 は、主に、クラッチプレート 2 1 と、リテーニングプレート 2 2 と、クラッチディスク 2 3 とから構成されている。クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 は共に板金製の円板状又は環状の部材であり、軸方向に所定の間隔をあけて配置されている。クラッチプレート 2 1 はエンジン側に配置され、リテーニングプレート 2 2 はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 は後述する板状連結部 3 1 により互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定めされるとともに一体回転するようになっている。

## 【 0 0 2 1 】

クラッチディスク 2 3 は、図示しないフライホイールに押し付けられる部分である。クラッチディスク 2 3 は、クッシュニングプレート 2 4 と、第 1 及び第 2 摩擦フェーシング 2 5 とから主に構成されている。クッシュニングプレート 2 4 は、環状部 2 4 a と、環状部 2 4 a の外周側に設けられ回転方向に並ぶ複数のクッシュニング部 2 4 b と、環状部 2 4 a から半径方向内側に延びる複数の連結部 2 4 c とから構成されている。連結部 2 4 c は 4 カ所に形成され、各々がリベット 2 7（後述）によりクラッチプレート 2 1 に固定されている。クッシュニングプレート 2 4 の各クッシュニング部 2 4 b の両面には、摩擦フェーシング 2 5 がリベット 2 6 により固定されている。

## 【 0 0 2 2 】

クラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 の外周部には、回転方向に等間隔で 4 つの窓孔 3 5 がそれぞれ形成されている。各窓孔 3 5 には、内周

側と外周側にそれぞれ切り起こし部 3 5 a, 3 5 b が形成されている。この切り起こし部 3 5 a, 3 5 b は後述の第 2 バネ 8 の軸方向及び半径方向への移動を規制するためのものである。また、窓孔 3 5 には、第 2 バネ 8 の端部に当接又は近接する当接面 3 6 が円周方向両端に形成されている。

## 【 0 0 2 3 】

クラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 には、それぞれ中心孔 3 7 (内周縁) が形成されている。この中心孔 3 7 内にはスプラインハブ 3 が配置されている。スプラインハブ 3 は、軸方向に延びる筒状のボス 5 2 と、ボス 5 2 から半径方向に延びるフランジ 5 4 とから構成されている。ボス 5 2 の内周部には、トランスミッション側から延びる図示しないシャフトに係合するスプライン孔 5 3 が形成されている。フランジ 5 4 には回転方向に並んだ複数の外周歯 5 5 及び後述の第 1 バネ 7 を収容するための切欠き 5 6 等が形成されている。切欠き 5 6 は半径方向に対向する 2 カ所に形成されている。

## 【 0 0 2 4 】

ハブフランジ 6 は、スプラインハブ 3 の外周側で、かつ、クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 との間に配置された円板状の部材である。ハブフランジ 6 は、第 1 バネ 7 を介してスプラインハブ 3 と回転方向に弾性的に連結され、さらには第 2 バネ 8 を介して入力回転体 2 に弾性的に連結されている。図 7 に詳細に示すように、ハブフランジ 6 の内周縁には複数の内周歯 5 9 が形成されている。

## 【 0 0 2 5 】

内周歯 5 9 は前述の外周歯 5 5 の間に配置され、回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。外周歯 5 5 と内周歯 5 9 とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち外周歯 5 5 と内周歯 5 9 とによりスプラインハブ 3 とハブフランジ 6 との捩じり角度を規制するための第 1 ストッパー 9 が形成されている。ここでいうストッパーとは、所定角度までは両部材の相対回転を許容するが、所定角度になると互いに当接しそれ以上の相対回転を禁止する構造をいう。外周歯 5 5 とその円周方向両側の内周歯 5 9 との間にはそれぞれ第 1 隙間角度  $\theta 1$  が確保されている。外周歯 5 5 から見て R 2 側の内周歯 5 9 との間を第 1 隙間角度  $\theta 1 p$  と

し、外周歯 5 5 から見て R 1 側の内周歯 5 9 との間を第 1 隙間角度  $\theta 1 n$  とする。第 1 隙間角度  $\theta 1 p$  と  $\theta 1 n$  は角度の大きさが異なり、 $\theta 1 p$  は  $\theta 1 n$  より大きい。

## 【 0 0 2 6 】

さらに、ハブフランジ 6 の内周縁には、フランジ 5 4 の切欠き 5 6 に対応して切欠き 6 7 が形成されている。切欠き 5 6, 6 7 内には、それぞれ 1 つずつ合計 2 つの第 1 バネ 7 が配置されている。第 1 バネ 7 は低剛性のコイルスプリングであり、2 つの第 1 バネ 7 は並列に作用する。第 1 バネ 7 は円周方向両端においてスプリングシート 7 a を介して切欠き 5 6, 6 7 の円周方向両端に係合している。以上の構造によって、スプラインハブ 3 とハブフランジ 6 とが相対回転する際には第 1 隙間角度  $\theta 1$  の範囲内で第 1 バネ 7 が回転方向に圧縮される。

## 【 0 0 2 7 】

ハブフランジ 6 には回転方向に等間隔で 4 つの窓孔 4 1 が形成されている。窓孔 4 1 は回転方向に長く延びる形状である。図 5 及び図 6 に示すように、窓孔 4 1 の縁は、円周方向両側の当接部 4 4 と、外周側の外周部 4 5 と、内周側の内周部 4 6 とから構成されている。外周部 4 5 は連続して形成されており窓孔 4 1 の外周側を閉じている。なお、窓孔 4 1 の外周側は一部が半径方向外方に開いた形状であってもよい。ハブフランジ 6 において各窓孔 4 1 の円周方向間には切欠き 4 2 が形成されている。切欠き 4 2 は半径方向内側から外側に向かって円周方向長さが長くなる扇形状であり、円周方向両側に縁面 4 3 が形成されている。

## 【 0 0 2 8 】

各窓孔 4 1 が形成された部分の半径方向外側には、突起 4 9 が形成されている。すなわち突起 4 9 はハブフランジ 6 の外周縁 4 8 からさらに半径方向外側に延びる突起形状である。突起 4 9 は、回転方向に長く延びており、ストッパ面 5 0 が形成されている。

## 【 0 0 2 9 】

第 2 バネ 8 はクラッチディスク組立体 1 のダンパー機構に用いられる弾性部材すなわちバネである。各第 2 バネ 8 は、同心に配置された 1 対のコイルスプリングから構成されている。各第 2 バネ 8 は各第 1 バネ 7 に比べて大型であり、バネ

定数が大きい。第2バネ8は各窓孔41, 35内に收容されている。第2バネ8の円周方向両端は、窓孔41の当接部44と当接面36とに当接又は近接している。プレート21, 22のトルクは第2バネ8を介してハブフランジ6に伝達され得る。プレート21, 22とハブフランジ6とが相対回転すると、第2バネ8は両者の間で圧縮される。具体的には、第2バネ8は当接面36とその円周方向反対側の当接部44との間で回転方向に圧縮される。このとき4つの第2バネ8は並列に作用している。

#### 【0030】

リテーニングプレート22の外周縁には、回転方向に等間隔で4カ所に板状連結部31が形成されている。板状連結部31は、クラッチプレート21とリテーニングプレート22とを互いに連結するものであり、さらに後述するようにクラッチディスク組立体1のストッパーの一部を構成している。板状連結部31は、リテーニングプレート22から一体に形成された板状部材であり、回転方向に所定の幅を有している。板状連結部31は、各窓孔41の円周方向間すなわち切欠き42に対応して配置されている。板状連結部31は、リテーニングプレート22の外周縁から軸方向に延びるストッパー部32と、ストッパー部32の端部から半径方向内側に延びる固定部33とから構成されている。ストッパー部32はリテーニングプレート22の外周縁からクラッチプレート21側に延びている。固定部33は、ストッパー部32の端部から半径方向内側に折り曲げられている。ストッパー部32は円周方向両側にストッパー面51を有している。固定部33の半径方向位置は窓孔41の外周側部分に対応しており、円周方向位置は回転方向に隣接する窓孔41の間である。この結果、固定部33はハブフランジ6の切欠き42に対応して配置されている。切欠き42は固定部33より大きく形成されており、このため組立時にリテーニングプレート22をクラッチプレート21に対して軸方向に移動させたときには固定部33は切欠き42を通過して移動可能である。固定部33はクッシュニングプレート24の連結部24cに平行にかつトランスミッション側から当接している。固定部33には孔33aが形成されており、孔33a内には前述のリベット27が挿入されている。リベット27は、固定部33とクラッチプレート21とクッシュニングプレート2

4 とを一体に連結している。さらに、リテーニングプレート 2 2 において固定部 3 3 に対応する位置にはかしめ用孔 3 4 が形成されている。

#### 【 0 0 3 1 】

次に、板状連結部 3 1 のストッパー部 3 2 と突起 4 9 とからなる第 2 ストッパー 1 0 について説明する。第 2 ストッパー 1 0 はハブフランジ 6 と入力回転体 2 との間で隙間角度  $\theta 4$  までの領域で両部材の相対回転を許容し、振り角度が  $\theta 4$  になると両部材の相対回転を規制するための機構である。なお、この隙間角度  $\theta 4$  の間で第 2 パネ 8 はハブフランジ 6 と入力回転体 2 との間で圧縮される。具体的には、突起 4 9 から見て R 2 側のストッパー部 3 2 との間を第 4 隙間角度  $\theta 4 p$  とし、突起 4 9 から見て R 1 側ストッパー部 3 2 との間を第 4 隙間角度  $\theta 4 n$  とする。 $\theta 4 p$  は  $\theta 4 n$  と大きさが異なり、 $\theta 4 p$  は  $\theta 4 n$  より大きい。

#### 【 0 0 3 2 】

フリクションプレート 1 1 は、スプラインハブ 3 の外周側において、クラッチプレート 2 1 とハブフランジ 6 との間、及びハブフランジ 6 とリテーニングプレート 2 2 との間に配置された 1 対のプレート部材である。フリクションプレート 1 1 は円板状かつ環状のプレート部材であり、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との間でダンパー部 4 の一部を構成している。フリクションプレート 1 1 の内周縁には複数の内周歯 6 6 が形成されている。内周歯 6 6 はハブフランジ 6 の内周歯 5 9 と軸方向に重なるように配置されている。図 7 に詳細に示すように、内周歯 6 6 は内周歯 5 9 に比べて円周方向幅が広く、その円周方向両側に両端がはみでている。内周歯 6 6 は、スプラインハブ 3 の外周歯 5 5 と回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。すなわちこの隙間の範囲内でスプラインハブ 3 とフリクションプレート 1 1 とは相対回転可能となっている。外周歯 5 5 と内周歯 5 9 とにより、スプラインハブ 3 とフリクションプレート 1 1 との相対回転角度を規制する第 3 ストッパー 1 2 が形成されている。より具体的には、図 7 に示すように、外周歯 5 5 と内周歯 6 6 との間には第 2 隙間角度  $\theta 2$  の隙間が確保されている。具体的には、外周歯 5 5 から見て R 2 側の内周歯 6 6 との間を第 2 隙間角度  $\theta 2 p$  とし、外周歯 5 5 から見て R 1 側の内周歯 6 6 との間を第 2 隙間角度  $\theta 2 n$  とする。 $\theta 2 p$  は  $\theta 2 n$  より大きい。第 2 隙間角度  $\theta 2 p$  は第 1 隙間角度

$\theta 1 p$  より小さく、第 2 隙間角度  $\theta 2 n$  は第 1 隙間角度  $\theta 1 n$  より小さい。

【 0 0 3 3 】

1 対のフリクシオンプレート 1 1 のうちリテーニングプレート 2 2 側に配置されたフリクシオンプレート 1 1 には、半径方向外側に延びる複数の突出部 6 1 が形成されている。各突出部 6 1 はハブフランジ 6 の窓孔 4 1 の間に配置されている。窓孔 4 1 の先端には、半円形状の位置合わせ切欠き 6 1 a が形成されている。この切欠き 6 1 a は、ハブフランジ 6 に形成された位置合わせ用の切欠き 9 8 やプレート 2 1, 2 2 に形成された位置合わせ用の孔に対応している。

【 0 0 3 4 】

図 4 及び図 9 に示すように、1 対のフリクシオンプレート 1 1 同士は、複数のスタッドピン 6 2 により相対回転不能かつ軸方向の位置決めがされている。スタッドピン 6 2 は、胴部 6 2 a と、胴部 6 2 a から軸方向両側に延びる頭部 6 2 b とから構成されている。胴部 6 2 a は軸方向に延びる円柱形状である。1 対のフリクシオンプレート 1 1 同士はスタッドピン 6 2 の胴部 6 2 a 端面に軸方向から当接することによって互いに対して軸方向に接近することが制限されている。スタッドピン 6 2 の頭部 6 2 b はフリクシオンプレート 1 1 に形成された孔内に挿入され自らと胴部 6 2 a との間にフリクシオンプレート 1 1 を挟んでいる。したがって、1 対のフリクシオンプレート 1 1 は互いから軸方向に離れることができない。以上のように、スタッドピン 6 2 は 1 対のフリクシオンプレート 1 1 同士を連結するための部材であり、フリクシオンプレート 1 1 と一体回転する。また、スタッドピン 6 2 によって 1 対のフリクシオンプレート 1 1 は互い間の軸方向距離が定められている。なお、1 対のフリクシオンプレート 1 1 同士を連結する部材としては、スタッドピンに限定されず、他の部材やフリクシオンプレート 1 1 の一部を利用した構造でもよい。

【 0 0 3 5 】

図 9 に示すように、ハブフランジ 6 の板厚は 1 対のフリクシオンプレート 1 1 同士の軸方向隙間より小さく、ハブフランジ 6 の軸方向内側面と各フリクシオンプレート 1 1 との間には僅かながらも隙間が確保されるように配置されている。

【 0 0 3 6 】

図 7 及び図 8 に示すように、ハブフランジ 6 には、スタッドピンに対応した位置に孔 6 9 が形成されている。孔 6 9 は、回転方向に並んで一体に形成された 2 つの孔 1 0 1, 1 0 2 とからなる。第 1 孔 1 0 1 は R1 側に配置され、第 2 孔 1 0 2 は R 2 側に配置されている。両孔 1 0 1, 1 0 2 は概ね円形形状であるが、回転方向両端が互いに重なり合っている。第 1 孔 1 0 1 の径は第 2 孔 1 0 2 の径より大きい。孔 6 9 は全体としては回転方向に長くのびるひょうたん形状である。

#### 【 0 0 3 7 】

スタッドピン 6 2 の胴部 6 2 a は第 1 孔 1 0 1 内に配置されている。スタッドピン 6 2 の胴部 6 2 a の径は第 1 孔 1 0 1 の径より小さいため、スタッドピン 6 2 は第 1 孔 1 0 1 内を回転方向に移動可能である。ただし、スタッドピン 6 2 の胴部 6 2 a の径は突出部 1 0 3 部分の隙間より大きいため、スタッドピン 6 2 は、図 8 の点線で示すように突出部 1 0 3 部分すなわち第 1 孔 1 0 1 の R 2 側壁に当接すると、それ以上の移動が停止される。

#### 【 0 0 3 8 】

スタッドピン 6 2 の胴部と第 1 孔 1 0 1 の円周方向両側端面との円周方向間に第 3 隙間角度  $\theta 3$  の隙間が確保されている。これにより第 4 ストッパー 1 4 が形成されている。具体的には、スタッドピン 6 2 から見て R 2 側の第 1 孔 1 0 1 端面との間を第 3 隙間角度  $\theta 3 p$  とし、スタッドピン 6 2 から見て R 1 側の第 1 孔 1 0 1 端面との間を第 3 隙間角度  $\theta 3 n$  とする。

#### 【 0 0 3 9 】

第 2 孔 1 0 2 内には、弾性部材 1 0 4 が配置されている。弾性部材 1 0 4 はスタッドピン 6 2 が第 1 孔 1 0 1 に対して R 2 側に移動する際の衝撃を緩和するための部材である。弾性部材 1 0 4 は、例えば、ゴムや弾性樹脂材料からなり、具体的には熱可塑性ポリエステルエラストマーからなることが好ましい。弾性部材 1 0 4 の形状は概ね円柱形状である。図 9 に示すように、弾性部材 1 0 4 の軸方向長さは、ハブフランジ 6 の板厚と概ね同じであり、1 対のフリクションプレート 1 1 同士の軸方向隙間より小さくなっている。したがって、弾性部材 1 0 4 の軸方向内側面と各フリクションプレート 1 1 との間には僅かながらも隙間が確保



されるようになっている。また、弾性部材 1 0 4 は、第 2 孔 1 0 2 とほぼ同一の形状を有しており、第 2 孔 1 0 2 の壁面に対して僅かな隙間を確保するようになっている。したがって、弾性部材 1 0 4 はハブフランジ 6 に対して軸方向に移動可能となっている。

#### 【 0 0 4 0 】

なお、弾性部材 1 0 4 が最も第 1 孔 1 0 1 から離れて R 2 側に移動した状態でも、弾性部材 1 0 4 の一部、具体的には当接部 1 0 4 b は第 1 孔 1 0 1 と第 2 孔 1 0 2 が互いに重なり合った領域に位置している。したがって、スタッドピン 6 2 が第 1 孔 1 0 1 内で R 2 側に移動した際に弾性部材 1 0 4 に当接可能である。

#### 【 0 0 4 1 】

次に、摩擦発生機構を構成する各部材について説明する。第 2 摩擦ワッシャー 7 2 は、トランスミッション側のフリクションプレート 1 1 の内周部とリテーニングプレート 2 2 の内周部との間に配置されている。第 2 摩擦ワッシャー 7 2 は主に樹脂製の本体 7 4 から構成されている。本体 7 4 の摩擦面は、トランスミッション側のフリクションプレート 1 1 のトランスミッション側面に当接している。本体 7 4 の内周部からはトランスミッション側に係合部 7 6 が延びている。係合部 7 6 は、リテーニングプレート 2 2 に対して相対回転不能に係合されるとともに軸方向に係止されている。本体 7 4 の内周部トランスミッション側には複数の凹部 7 7 が形成されている。本体 7 4 とリテーニングプレート 2 2 との間には第 2 コーンスプリング 7 3 が配置されている。第 2 コーンスプリング 7 3 は、第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の本体 7 4 とリテーニングプレート 2 2 との間で圧縮された状態で配置されている。これにより、第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の摩擦面はフリクションプレート 1 1 に強く圧接されている。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 はフランジ 5 4 とリテーニングプレート 2 2 の内周部との間に配置されている。すなわち、第 1 摩擦ワッシャー 7 9 は第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の内周側でかつボス 5 2 の外周側に配置されている。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 は樹脂製である。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 は、主に環状の本体 8 1 から構成されており、環状の本体 8 1 からは複数の突起 8 2 が半径方向外側に延びている。本体 8 1 はフランジ 5 4 に当接しており、複数の突起 8 2 は第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の凹部 7 7 に相

対回転不能に係合している。これにより、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72を介してリティーニングプレート22と一体回転可能である。第1摩擦ワッシャー79とリティーニングプレート22の内周部との間には第1コーンスプリング80が配置されている。第1コーンスプリング80は第1摩擦ワッシャー79とリティーニングプレート22の内周部との間で軸方向に圧縮された状態で配置されている。なお、第1コーンスプリング80の付勢力は第2コーンスプリング73の付勢力より小さくなるように設計されている。また、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72に比べて摩擦係数が低い材料から構成されている。このため、第1摩擦ワッシャー79によって発生する摩擦（ヒステリシストルク）は第2摩擦ワッシャー72で発生する摩擦より大幅に小さくなっている。

## 【0042】

クラッチプレート21の内周部とフランジ54及びフリクションプレート11の内周部との間には第3摩擦ワッシャー85と第4摩擦ワッシャー86が配置されている。第3摩擦ワッシャー85及び第4摩擦ワッシャー86は樹脂製の環状部材である。第3摩擦ワッシャー85はクラッチプレート21の内周縁に相對回転不能に係合し、その内周面はボス52の外周面に摺動可能に当接している。すなわち、クラッチプレート21は第3摩擦ワッシャー85を介してボス52に半径方向の位置決めをされている。第3摩擦ワッシャー85はフランジ54に対して軸方向エンジン側から当接している。第4摩擦ワッシャー86は第3摩擦ワッシャー85の外周側に配置されている。第4摩擦ワッシャー86は環状の本体87と、環状の本体87から軸方向エンジン側に延びる複数の係合部88を有している。本体87は軸方向エンジン側のフリクションプレート11に当接する摩擦面を有している。係合部88はクラッチプレート21に形成された孔内に相對回転不能に係合している。また、係合部88はクラッチプレート21の軸方向エンジン側面に当接する爪部を有している。第3摩擦ワッシャー85と第4摩擦ワッシャー86は互いに相對回転不能に係合している。なお、第3摩擦ワッシャー85と第4摩擦ワッシャー86は別体の部材であり、第4摩擦ワッシャー86は第3摩擦ワッシャー85に対して摩擦係数が高い材料から構成されている。

## 【 0 0 4 3 】

以上に述べた摩擦機構において、第 2 摩擦ワッシャー 7 2 及び第 4 摩擦ワッシャー 8 6 とフリクションプレート 1 1 との間に比較的高いヒステリシストルクを発生させる大摩擦機構 1 3 (摩擦機構) が形成されていることになる。さらに、第 1 摩擦ワッシャー 7 9 及び第 3 摩擦ワッシャー 8 5 と、フランジ 5 4 との間に低ヒステリシストルクを発生する小摩擦機構 1 5 を形成している。

## 【 0 0 4 4 】

次に、図 1 0 を用いてクラッチディスク組立体 1 の構成についてさらに説明する。図 1 0 はクラッチディスク組立体 1 のダンパー機構としての機械回路図である。この機械回路図は、ダンパー機構における各部材の回転方向の関係を模式的に描いたものである。したがって一体回転する部材は同一の部材として取り扱っている。

## 【 0 0 4 5 】

図 1 0 から明らかなように、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との間にはダンパー部 4 を構成するための複数の部材が配置されている。ハブフランジ 6 は入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との回転方向間に配置されている。ハブフランジ 6 はスプラインハブ 3 に第 1 バネ 7 を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ 6 とスプラインハブ 3 との間には第 1 ストッパー 9 が形成されている。第 1 ストッパー 9 における第 1 隙間角度  $\theta_{1p}$  の間で第 1 バネ 7 は圧縮可能である。ハブフランジ 6 は入力回転体 2 に対して第 2 バネ 8 を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ 6 と入力回転体 2 との間には第 2 ストッパー 1 0 が形成されている。第 2 ストッパー 1 0 における第 4 隙間角度  $\theta_{4p}$  の間で第 2 バネ 8 は圧縮可能となっている。以上に述べたように、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 と直列に配置された第 1 バネ 7 と第 2 バネ 8 とにより回転方向に弾性的に連結されている。ここでは、ハブフランジ 6 は 2 種類のバネの間に配置された中間部材として機能している。また、以上に述べた構造は、並列に配置された第 1 バネ 7 及び第 1 ストッパー 9 からなる第 1 ダンパーと、並列に配置された第 2 バネ 8 と第 2 ストッパー 1 0 からなる第 2 ダンパーとが、直列に配置された構造として見ることもできる。第 1 バネ 7 全体の剛性は第 2 バ

ネ 8 全体の剛性よりはるかに小さく設定されている。そのため、第 1 隙間角度  $\theta_1$  までの振り角度の範囲で第 2 バネ 8 はほとんど回転方向に圧縮されない。

#### 【0046】

フリクションプレート 11 は、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との回転方向間に配置されている。フリクションプレート 11 は、スプラインハブ 3 とハブフランジ 6 との間で相対回転するように配置されている。フリクションプレート 11 は、スプラインハブ 3 との間に第 3 ストッパー 12 を構成し、ハブフランジ 6 との間に第 4 ストッパー 14 を構成している。さらに、フリクションプレート 11 は、大摩擦機構 13 を介して入力回転体 2 に回転方向に摩擦係合している。以上に述べたフリクションプレート 11 は、入力回転体 2、スプラインハブ 3 及びハブフランジ 6 の間に配置されることで摩擦連結機構 5 を構成している。

#### 【0047】

次に、図 10 におけるダンパー機構の各隙間角度  $\theta_{1p} \sim \theta_{4p}$  の関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、スプラインハブ 3 から入力回転体 2 を R2 側に見た各角度である。第 1 ストッパー 9 における第 1 隙間角度  $\theta_{1p}$  は第 1 バネ 7 が円周方向に圧縮される角度範囲となっており、第 2 ストッパー 10 における第 4 隙間角度  $\theta_{4p}$  は第 2 バネ 8 が回転方向に圧縮される角度範囲となっている。第 1 隙間角度  $\theta_{1p}$  と第 4 隙間角度  $\theta_{4p}$  との合計がクラッチディスク組立体 1 全体としてのダンパー機構の正側最大振り角度である。第 1 隙間角度  $\theta_{1p}$  から第 2 隙間角度  $\theta_{2p}$  を引いた差をさらに第 3 隙間角度  $\theta_{3p}$  から引いたものが、振り特性の正側 2 段目において微小振り振動が入力された時に大摩擦機構 13 を作動させないための正側 2 段目隙間角度  $\theta_{ACp}$  となっている（図 14、図 16 を参照すること）。さらに具体的に説明すると、正側 2 段目隙間角度  $\theta_{ACp}$  は、スタッドピン 62 の R2 側部と第 1 孔 101 の R2 側部との間に形成される。正側 2 段目隙間角度  $\theta_{ACp}$  の大きさはこの実施形態では  $0.2^\circ$  と従来に比べて大幅に小さくなっているが、それより大きくてもよい。

#### 【0048】

また、図 10 に示すように、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との間には小摩擦機構 15 が設けられている。小摩擦機構 15 は入力回転体 2 とスプラインハブ

3が相対回転する際には常に滑りが生じるようになっている。この実施形態では、小摩擦機構15は主に第1摩擦ワッシャー79及び第3摩擦ワッシャー85によって構成されているが、他の部材によって構成されていてもよい。また、小摩擦機構15で発生するヒステリシストルクは場合によっては最大限低いことが望ましい。

## (2) 振じり特性

次に、複数の機械回路図及び振じり特性線図を用いてクラッチディスク組立体1におけるダンパー機構の動作を詳細に説明する。なお、以下の説明は、図10の中立状態からスプラインハブ3を入力回転体2に対してR2側に振っていく正側振じり特性を説明しており、負側振じり特性については同様であるので説明を省略する。

### 【0049】

図10の中立状態からスプラインハブ3を入力回転体2に対してR2側に振っていく。このとき入力回転体2はスプラインハブ3に対してR1側すなわち回転方向駆動側に振れていくことになる。図10の状態からスプラインハブ3がR2側に例えば $3^\circ$ 振れると図11の状態に移行する。この動作時に、第1バネ7がスプラインハブ3とハブフランジ6との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構15で滑りが生じる。この結果、図18の振じり特性線図に示すように、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。そして、第1ストッパー9と第3ストッパー12とでそれぞれ隙間角度が $3^\circ$ 小さくなる。図10の状態から $\theta_{2p}$ 分だけスプラインハブ3が振れると、図12の状態に移行する。この動作時にも第1バネ7がスプラインハブ3とハブフランジ6との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構15で滑りが生じる。図12では、第3ストッパー12においてスプラインハブ3とフリクションプレート11とが当接し、第1ストッパー9において第1ストッパー9の第1隙間角度 $\theta_{1p}$ から第3ストッパー12の第2隙間角度 $\theta_{2p}$ を引いた隙間角度が確保されている。さらに図12の状態からスプラインハブ3がR2側に振れると、ハブフランジ6に対してフリクションプレート11が回転方向に変位し、大摩擦機構13で滑りが生じるとともに、スタッドピン62が孔69に対してR2側に変位する。図12の状態からスプラインハブ3がR

2 側に  $\theta 1 p - \theta 2 p$  分振れると、図 1 3 の状態に示すように、第 1 ストッパー 9 においてスプラインハブ 3 の外周歯 5 5 がハブフランジ 6 の内周歯 5 9 に当接する。また、第 4 ストッパー 1 4 において第 1 隙間角度  $\theta 1 p$  から第 2 隙間角度  $\theta 2 p$  を引いた差をさらに第 3 隙間角度  $\theta 3 p$  から引いた差である正側 2 段目隙間角度  $\theta AC p$  が形成されている。このとき、図 1 5 及び図 1 6 に示すように、スタッドピン 6 2 は弾性部材 1 0 4 に当接して弾性部材 1 0 4 を孔 6 9 との間で圧縮している。

## 【 0 0 5 0 】

図 1 3 の状態からさらにスプラインハブ 3 が R 2 側に振れると、図 1 4 の状態に移行する。この動作中に、第 1 ストッパー 9 が当接しているため第 1 バネ 7 は圧縮されず、ハブフランジ 6 が第 2 バネ 8 を入力回転体 2 との間で圧縮していく。この時、フリクションプレート 1 1 と入力回転体 2 との間で滑りが生じることで大摩擦機構 1 3 において摩擦が発生する。この結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。なお、この振り角度 2 段目においては、ハブフランジ 6 とフリクションプレート 1 1 はともにスプラインハブ 3 と一体回転するため、フリクションプレート 1 1 とハブフランジ 6 との間には正側 2 段目隙間角度  $\theta AC p$  が維持されている。

## 【 0 0 5 1 】

図 1 4 に示す状態でエンジンの燃焼変動に起因する微小振り振動が入力された場合には、第 2 バネ 8 が圧縮された状態から伸縮する際に正側 2 段目隙間角度  $\theta AC p$  内では大摩擦機構 1 3 において滑りが生じない。すなわち正側 2 段目隙間角度  $\theta AC p$  は振り特性正側 2 段目において微小振り振動（所定トルク以下であり、その結果振り角の小さな振動）に対して大摩擦機構 1 3 で滑りを生じさせない摩擦抑制機構として機能している。したがって、図 1 9 に示すように、振り角  $\theta AC p$  の範囲では、2 段目のヒステリシストルク  $H_2$  より小さなヒステリシストルク  $H_{AC}$  が得られる。ヒステリシストルク  $H_{AC}$  はヒステリシストルク  $H_2$  の  $1/10$  程度であるのが好ましい。

## 【 0 0 5 2 】

2 段目の微小振り振動動作時は、ダンパー機構は図 1 4 の状態と図 1 7 の状

態間で交互に互いの状態に移行する。つまり、図 1 7 に示す正側 AC 角範囲の正側端では第 4 ストッパー 1 4 においてスタッドピン 6 2 と孔 6 9 が衝突し、図 1 4 に示す正側 AC 角範囲の負側端では第 3 ストッパー 1 2 においてスプラインハブ 3 の外周歯 5 5 とフリクションプレート 1 1 の内周歯 6 6 が衝突している。より詳細には、図 1 7 ではスタッドピン 6 2 が第 1 孔 1 0 1 の R 2 側に衝突し、図 1 4 では内周歯 6 6 がその R 1 側の外周歯 5 5 に衝突する。このとき、スタッドピン 6 2 の衝突部分には弾性部材 1 0 4 が配置されているため、衝撃が緩和されている。そのため、スタッドピン 6 2 や孔 6 9 に摩耗が生じにくい。この結果、正側 2 段目の摩擦抑制機構の所定振り角度としての  $\theta_{ACp}$  が大きくなることが抑えられる。

#### 【 0 0 5 3 】

なお、この実施形態では、図 1 5 の状態でスタッドピン 6 2 が弾性部材 1 0 4 に当接しており、その結果振り角度  $\theta_{ACp}$  の範囲全てにおいて弾性部材 1 0 4 が回転方向に圧縮される。そのため、図 1 8 に示すように、振り角度  $\theta_{ACp}$  の範囲全てにおいて弾性部材 1 0 4 の剛性が現れる。しかし、図 1 5 及び図 1 6 の状態でスタッドピン 6 2 と弾性部材 1 0 4 との間に隙間を確保して、振り角度  $\theta_{ACp}$  の範囲の一部でのみ弾性部材 1 0 4 が圧縮されるようにしてよい。また、図 1 5 及び図 1 6 の状態でスタッドピン 6 2 と弾性部材 1 0 4 との隙間を大きく確保して、振り角度  $\theta_{ACp}$  の端でのみ弾性部材 1 0 4 が圧縮されるようにしてもよい。いずれの場合も、振り角度  $\theta_{ACp}$  においてスタッドピン 6 2 と孔 6 9 との間における衝撃が緩和される。

#### 【 0 0 5 4 】

なお、前記実施形態では、スタッドピン 6 2 は第 1 孔 1 0 1 に当接するとしたが、当接前に弾性部材 1 0 4 が大摩擦機構 1 3 の摩擦抵抗より大きな荷重を発生するように設定してもよい。その場合には、スタッドピン 6 2 がハブフランジ 6 の孔 6 9 の縁に当接することはない。したがって、振り角度  $\theta_{ACp}$  とは、図 8 の中立位置からスタッドピン 6 2 が実際にハブフランジ 6 に対して R 2 側に移動できる範囲をいうことになる。

#### 【 0 0 5 5 】

弾性部材 1 0 4 は、第 2 孔 1 0 2 に対して固定されていないため、軸方向に移動可能である。したがって、弾性部材 1 0 4 が軸方向両側のフリクションプレート 1 1 の一方に摺動しにくい。この結果、弾性部材 1 0 4 がヒステリシストルクを発生したり又は摩擦したりする等の不具合は生じにくい。

## 【 0 0 5 6 】

次に、具体的にクラッチディスク組立体 1 に各種振り振動が入力された時の振り特性の変化について説明する。

車両の前後振動のように振幅の大きな振り振動が発生すると、振り特性は正負の 2 段目間で変動を繰り返す。この時 2 段目の高ヒステリシストルクによって車両の前後振動は速やかに減衰される。

## 【 0 0 5 7 】

次に、例えば通常走行時においてエンジンの燃焼変動に起因する微小振り振動がクラッチディスク組立体 1 に入力されたとする。この時、スプラインハブ 3 と入力回転体 2 とは正側 2 段目隙間角度  $\theta_{ACp}$  の範囲内で大摩擦機構 1 3 を作用させず相対回転可能である。すなわち振り特性線図において隙間角度  $\theta_{ACp}$  範囲内では第 2 バネ 8 が作動するが、大摩擦機構 1 3 では滑りが生じない。この結果、走行時ラトル、こもり音の原因となる微小振り振動を効果的に吸収できる。

## (3) 他の実施形態

図 2 0 及び図 2 1 に示すように、弾性部材 1 0 4 をスタッドピン 6 2 の回転方向両側に設けてもよい。この場合は、孔 6 9 は、第 1 孔 1 0 1 と、その回転方向両側に一体に形成された 1 対の第 2 孔 1 0 2 とから形成されている。各第 2 孔 1 0 2 には弾性部材 1 0 4 が配置されている。弾性部材 1 0 4 の形状や弾性部材 1 0 4 と第 2 孔 1 0 2 との関係は前記実施形態と同様である。この実施形態では、振り特性負側の微小振り振動に対する摩擦抑制機構においても衝突部分の衝撃を緩和できる。

## 【 0 0 5 8 】

図 2 2 に示すように、スタッドピン 6 2 の周囲に弾性部材 1 0 6 を巻く構造にしてもよい。この場合は孔 1 1 1 の形状は単純な長円又は楕円形状になる。この場合も前記実施形態と同様の効果が得られる。さらに、弾性部材をピンの回転方



向片側にのみ設けてもよい。

【 0 0 5 9 】

図 2 3 に示すように、弾性部材 1 0 7 を第 2 孔 1 0 2 にモールド成形してもよい。弾性部材を第 2 孔に対して単に挿入しただけの構造では、部品が小さいため組み付けが困難であり、寸法公差で各部材間の隙間等の設定がばらついて好ましくない部分に隙間が発生したり、さらには弾性部材の剛性がばらつく等の問題が考えられる。弾性部材を第 2 孔 1 0 2 に直接モールドすると上記問題が解決される。

【 0 0 6 0 】

図 2 4 に示すように、スプラインハブ 3 の外周歯 5 5 とフリクションプレート 1 1 の内周歯 6 6 との間に弾性部材 1 0 8 を設けてもよい。図 2 6 においては、弾性部材 1 0 8 は内周歯 6 6 の R 1 側面の切欠き 6 6 a にモールド成形されている。このため、外周歯 5 5 がその R 2 側の内周歯 6 6 に当接する際の衝撃が緩和される。

【 0 0 6 1 】

弾性部材は、外周歯 5 5 側に設けられていてもよいし、外周歯 5 5 とその R 1 側の内周歯 6 6 との間に設けられていてもよい。

スプラインハブ 3 の外周歯 5 5 とフリクションプレート 1 1 の内周歯 6 6 との間に弾性部材を設ける実施形態は、ピンとハブフランジの孔との間に弾性部材を設ける実施形態と組みあわせてもよいし、本実施形態単独であってもよい。

【 0 0 6 2 】

以上に述べた各実施形態は、単独で用いることも可能であり、必要に応じて適宜組みあわせて用いることも可能である。

さらに、ピン、第 1 孔、第 2 孔及び弾性部材の形状は、前記実施形態に限定されない。

【 0 0 6 3 】

本発明に係るダンパー機構は、クラッチディスク組立体以外にも採用可能である。例えば、2つのフライホイールを回転方向に弾性的に連結するダンパー機構等である。

【 0 0 6 4 】

【発明の効果】

本発明に係るダンパー機構では、所定角度の範囲内では摩擦機構が作動しないため、所定角度範囲内の端ではエンジンの燃焼変動によって部材間の衝突が生じうる。しかし、弾性部材を設けることで互いに当接する部材の衝撃を緩和しているため、部材の摩耗が少なくなり、所定角度が大きくなることが抑えられる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

クラッチディスク組立体の縦断面概略図。

【図 2】

クラッチディスク組立体の平面図。

【図 3】

図 1 の部分拡大図。

【図 4】

図 1 の部分拡大図。

【図 5】

各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図 6】

各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図 7】

各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図 8】

ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【図 9】

図 8 の IX-IX 断面図。

【図 1 0】

クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図 1 1】

クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図 1 2】

クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図 1 3】

クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図 1 4】

クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図 1 5】

図 1 4 の状態における各部品の位置を説明するための平面図。

【図 1 6】

図 1 5 の部分拡大図であり、図 8 に対応する図。

【図 1 7】

クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【図 1 8】

ダンパー機構の振じり特性線図。

【図 1 9】

図 1 8 の部分拡大図。

【図 2 0】

他の実施形態において、ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【図 2 1】

図 2 2 のXXIII-XXIII断面図。

【図 2 2】

他の実施形態において、ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【図 2 3】

他の実施形態において、ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【図 2 4】

他の実施形態において、スプラインハブとフリクションプレートの関係を示す平面図。

【符号の説明】

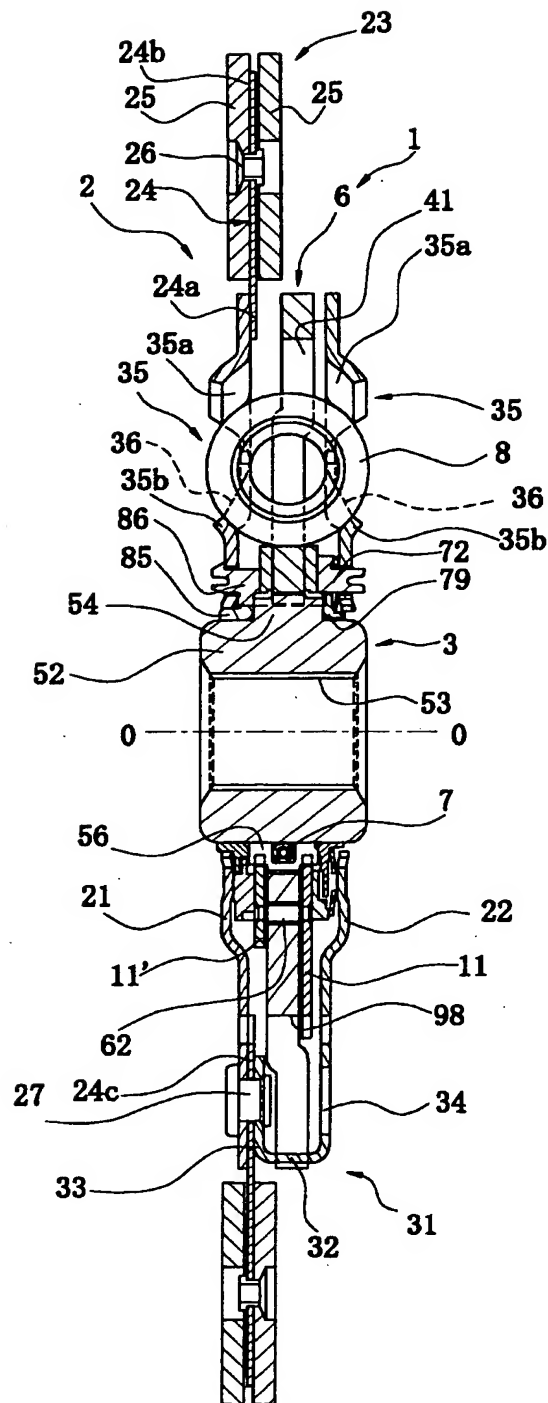
1 クラッチディスク組立体

- 2 入力回転体
- 3 スプラインハブ (第 4 部材)
- 4 ダンパー部
- 5 摩擦連結機構
- 6 ハブフランジ (第 1 部材)
- 8 第 2 バネ (ばね部材)
- 1 1 フリクションプレート (第 3 部材)
- 1 3 大摩擦機構 (摩擦機構)
- 6 2 ピン (第 2 部材)
- 6 9 孔
- 1 0 1 第 1 孔
- 1 0 2 第 2 孔
- 1 0 4 弾性部材
- $\theta_{ACD}$  正側 2 段目隙間角度 (摩擦抑制機構)

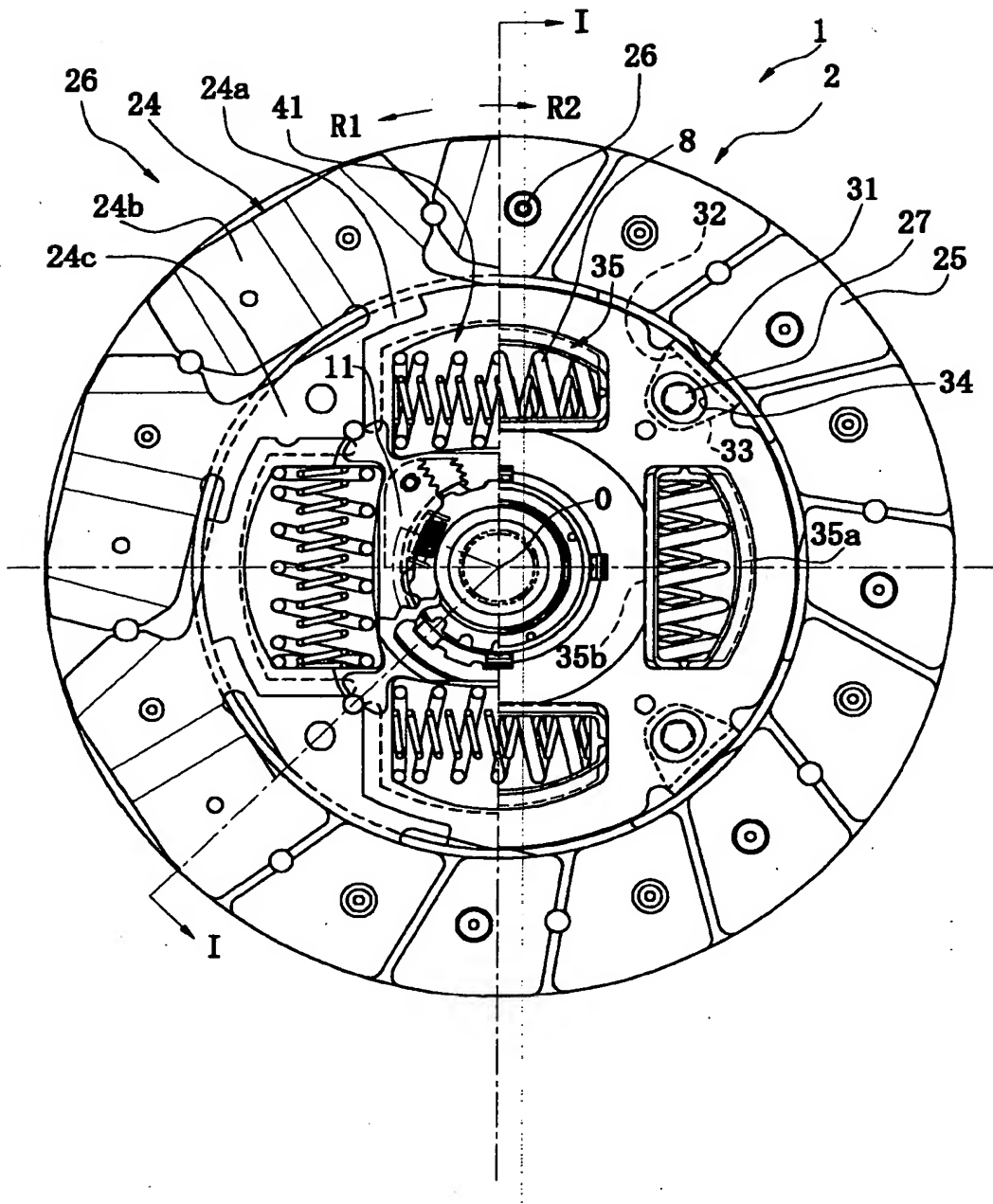
【書類名】

図面

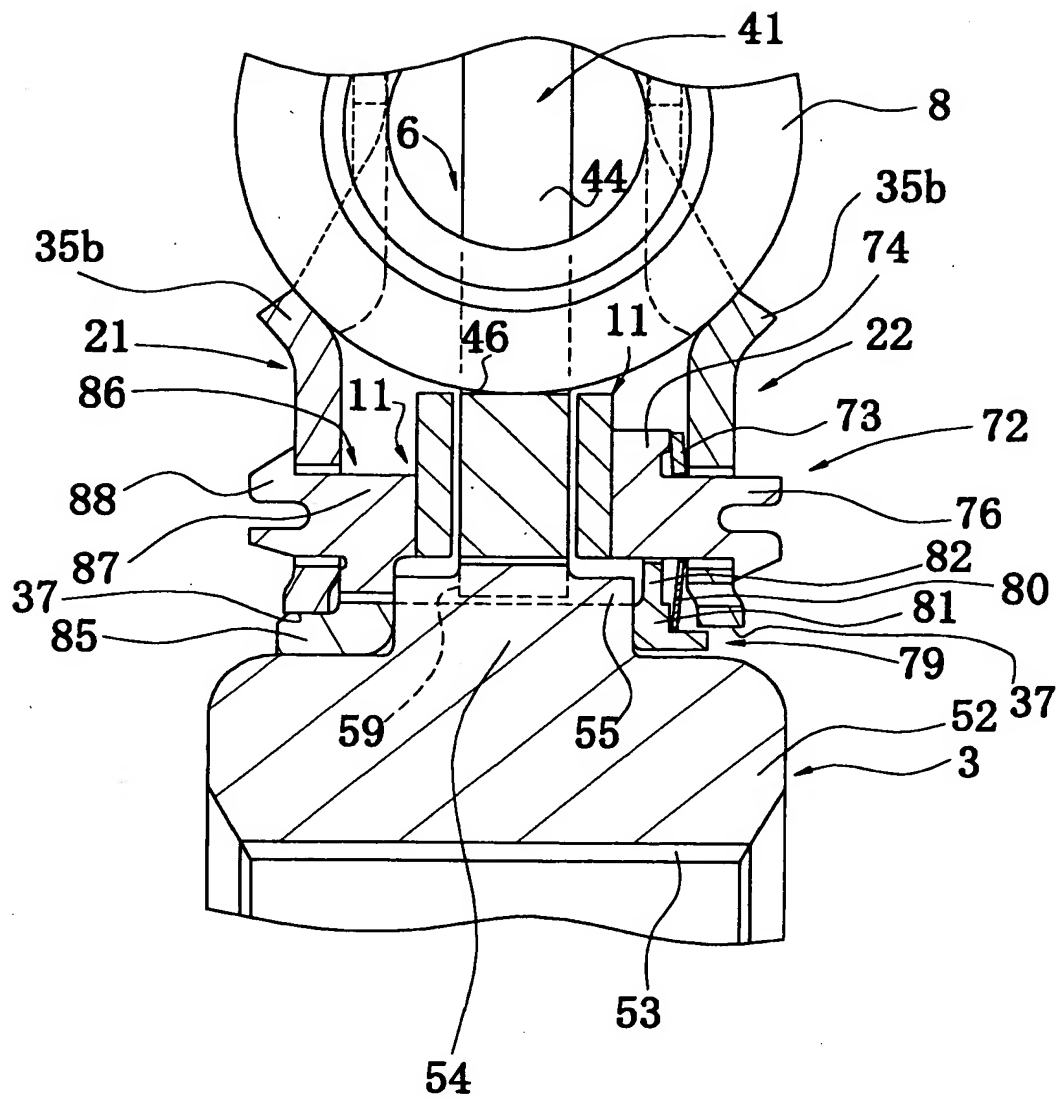
【図 1】



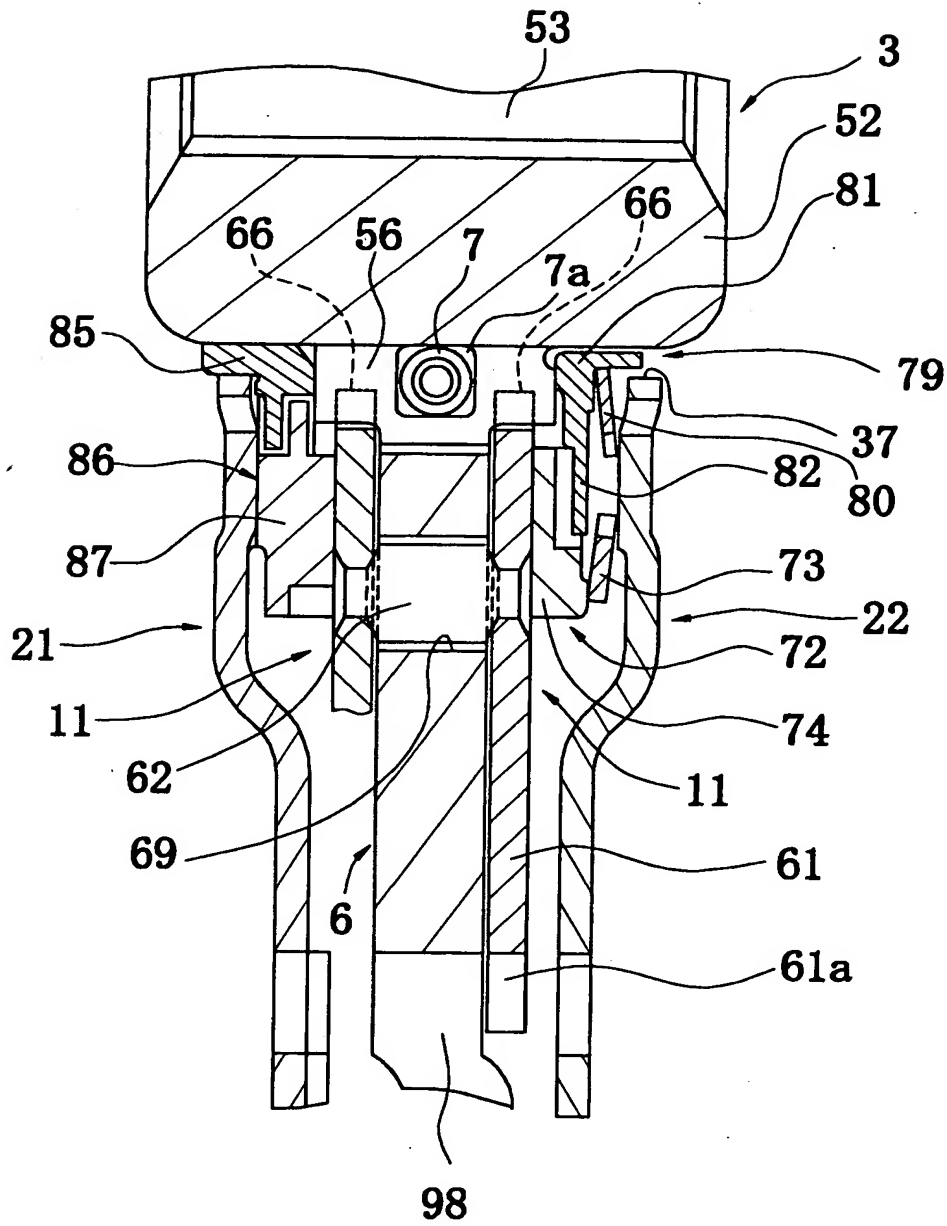
【図 2】



【図 3】

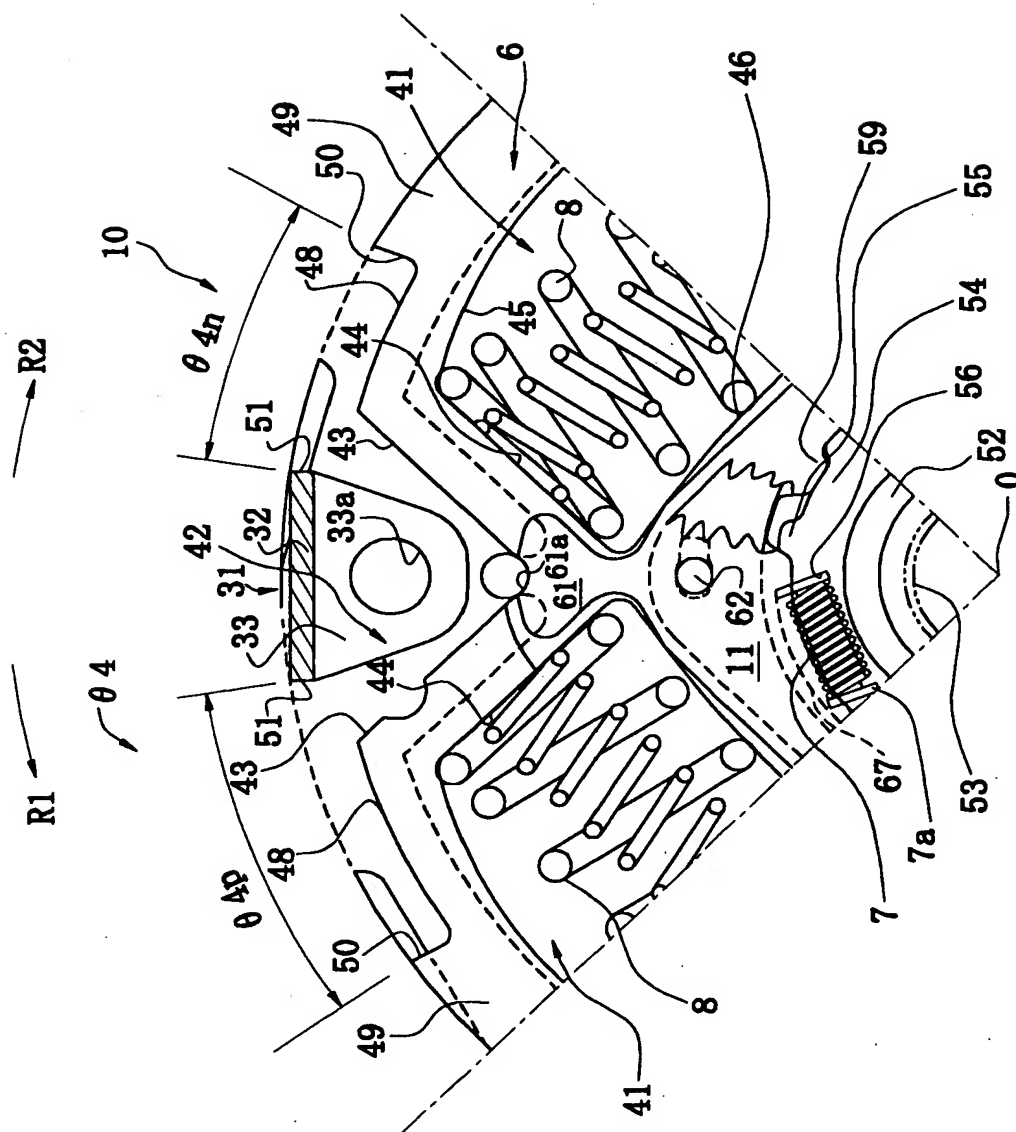


【図 4】

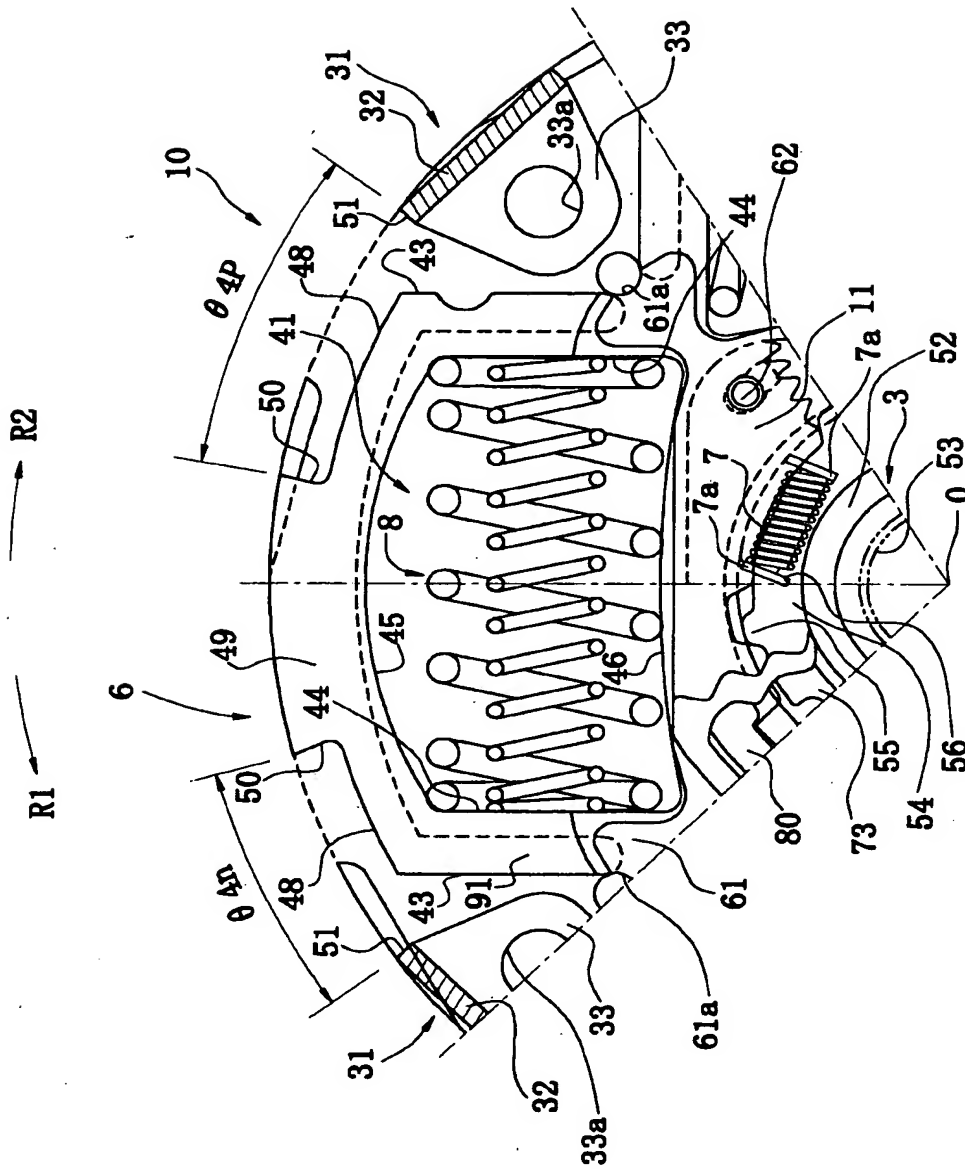




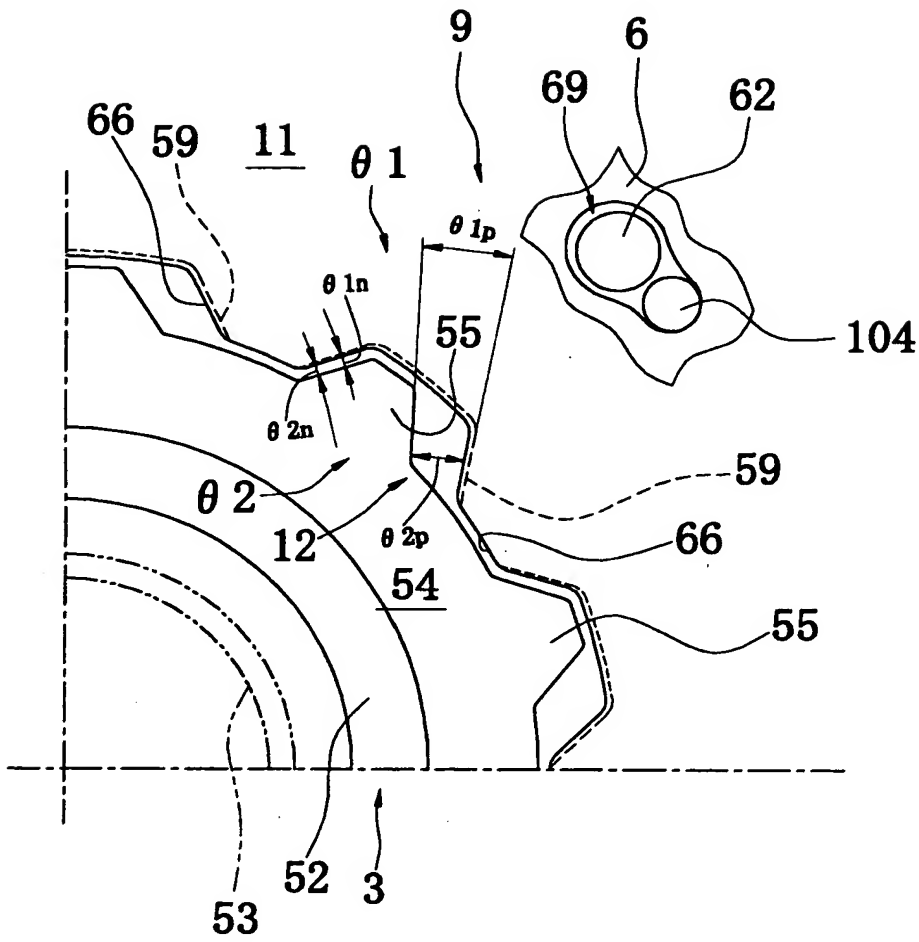
【図 5】



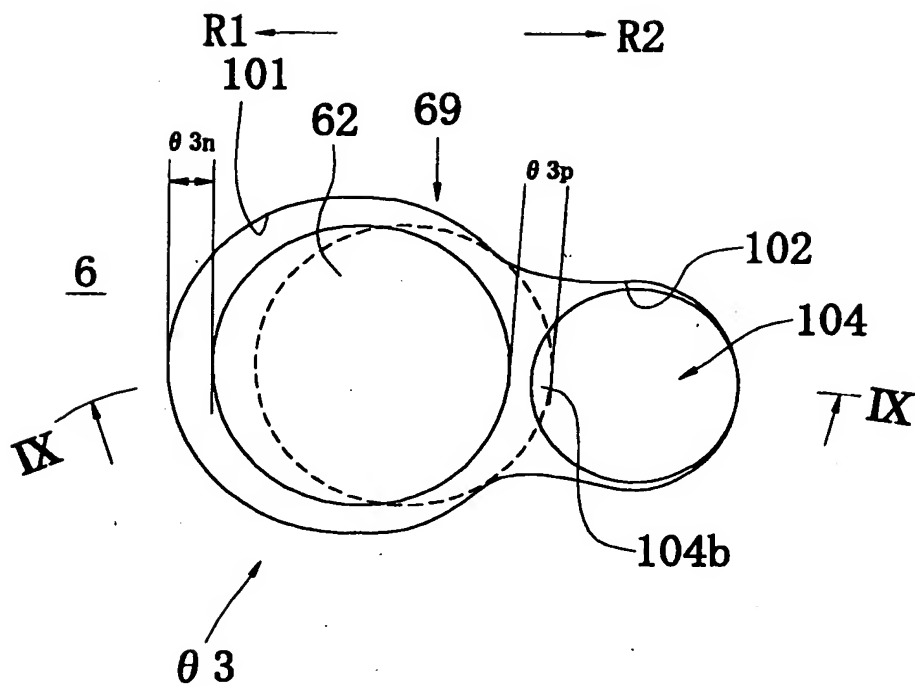
【図 6】



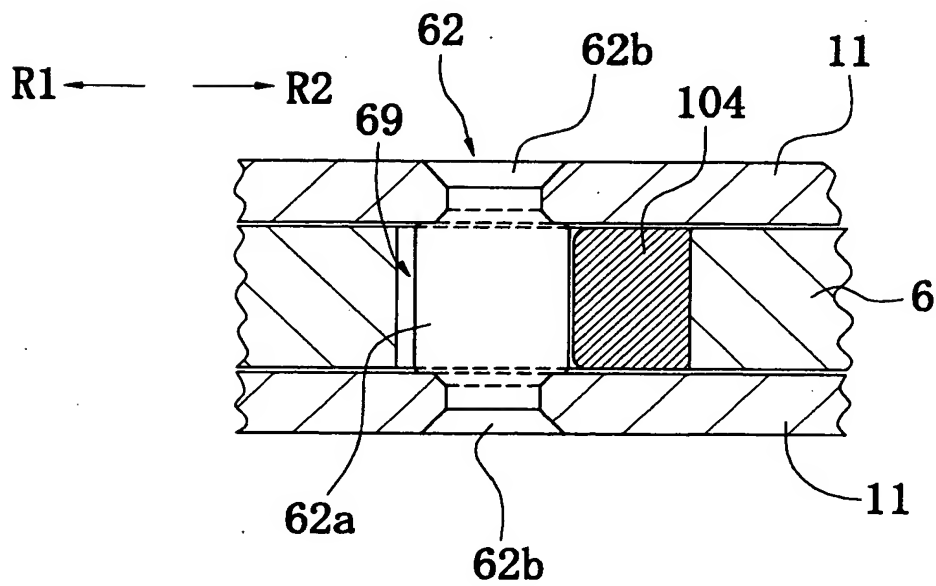
【図 7】



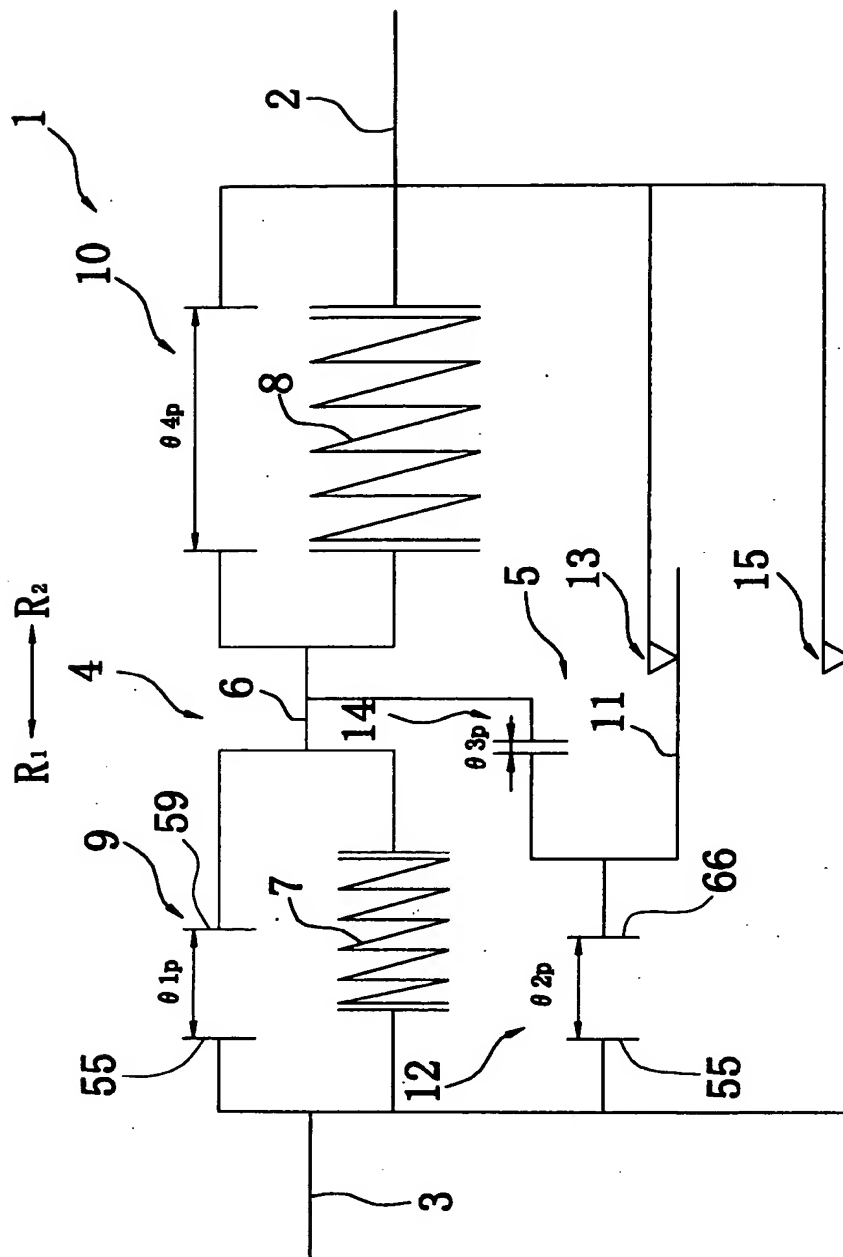
【図 8】



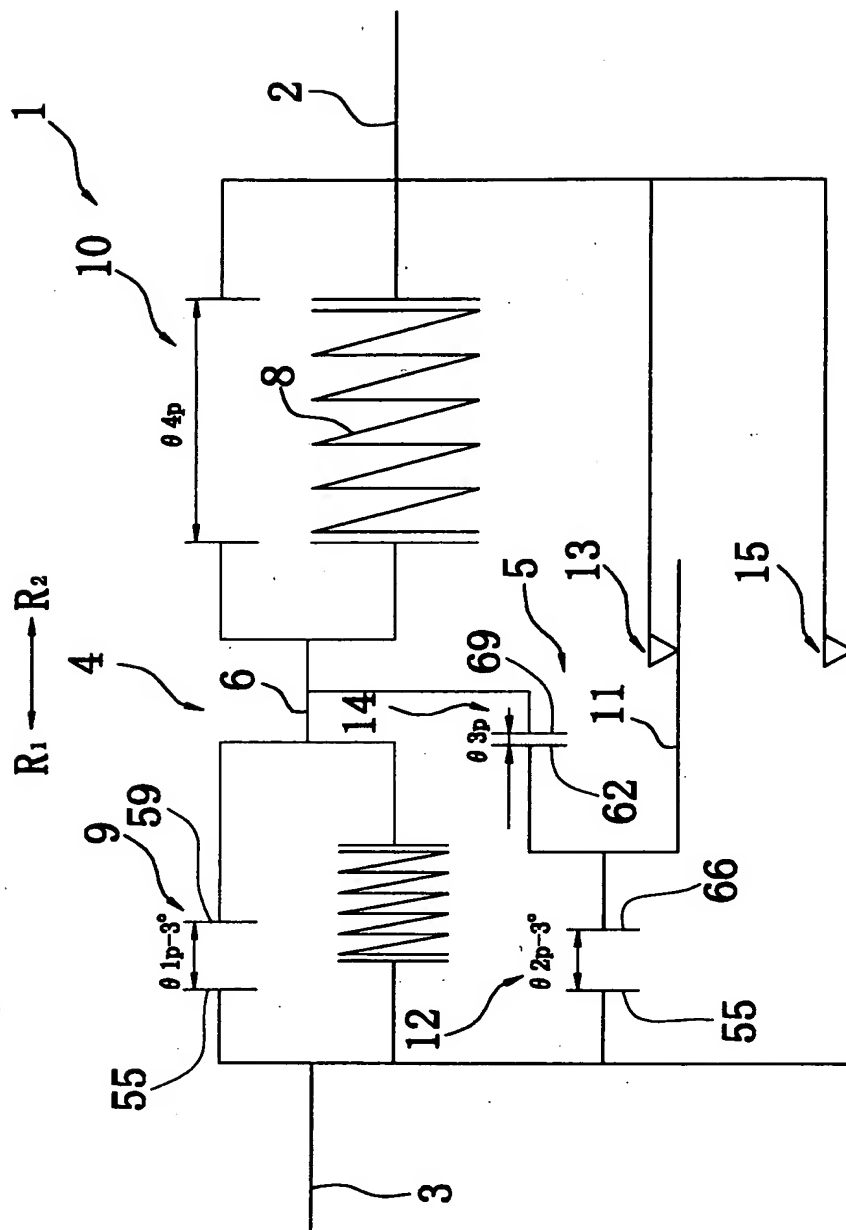
【図 9】



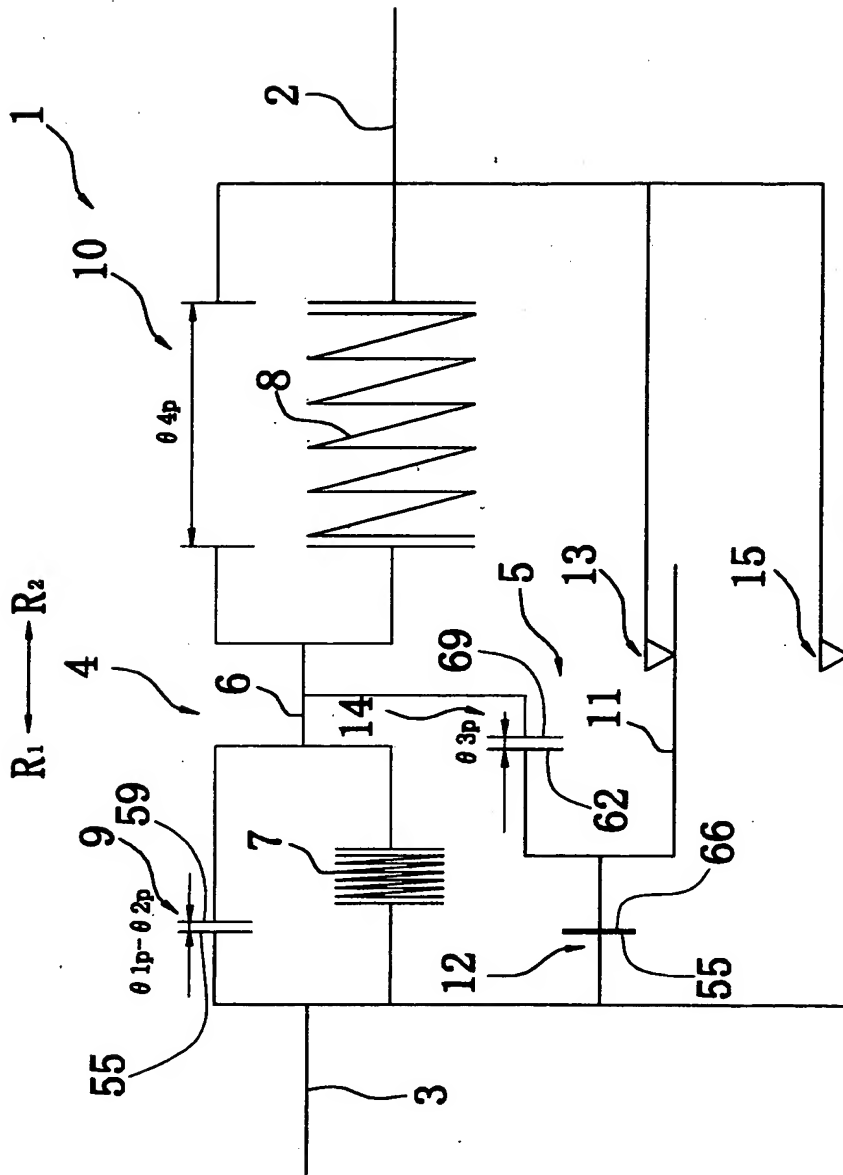
【図10】



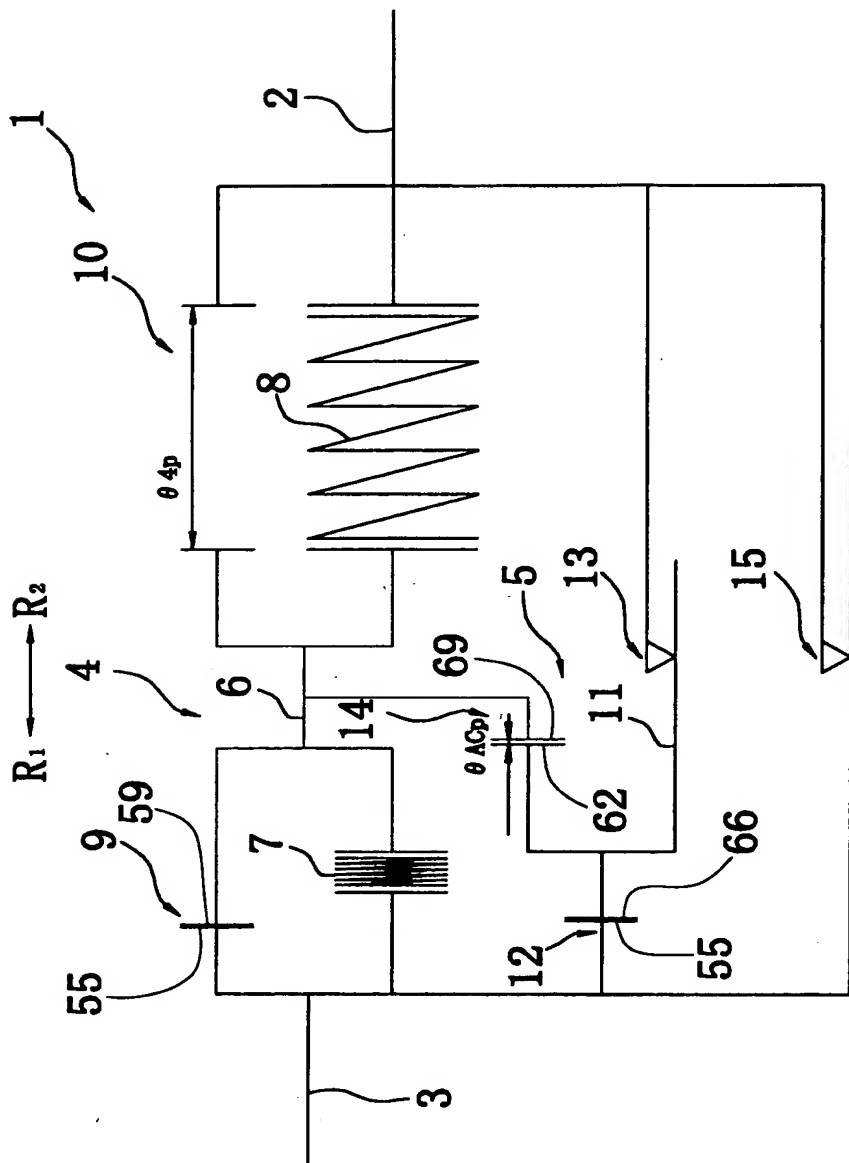
【図 1 1】



【図 12】

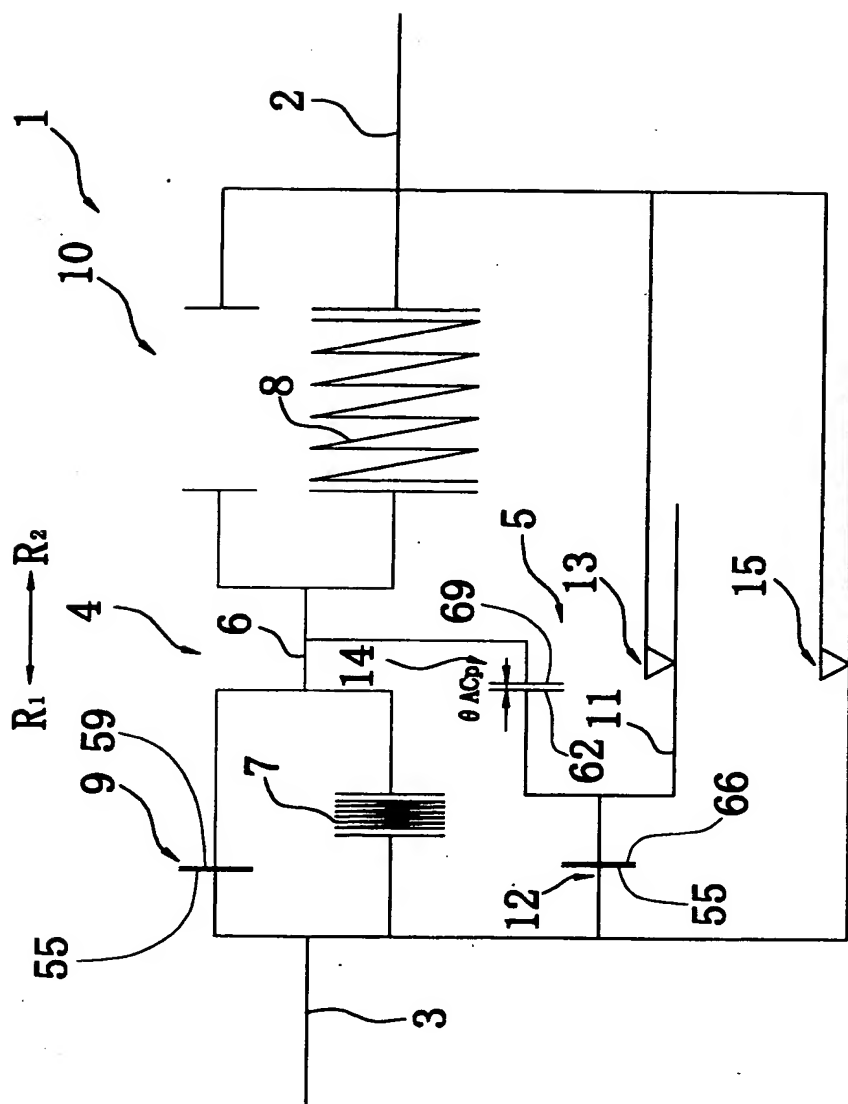


【图 1 3】

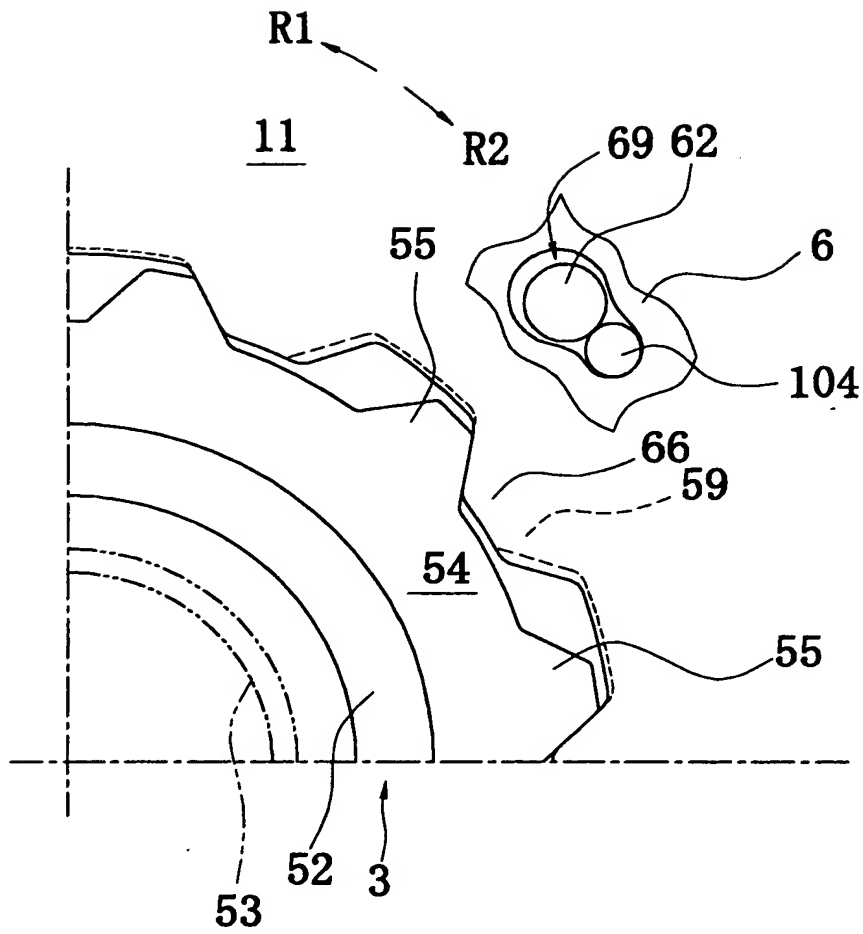




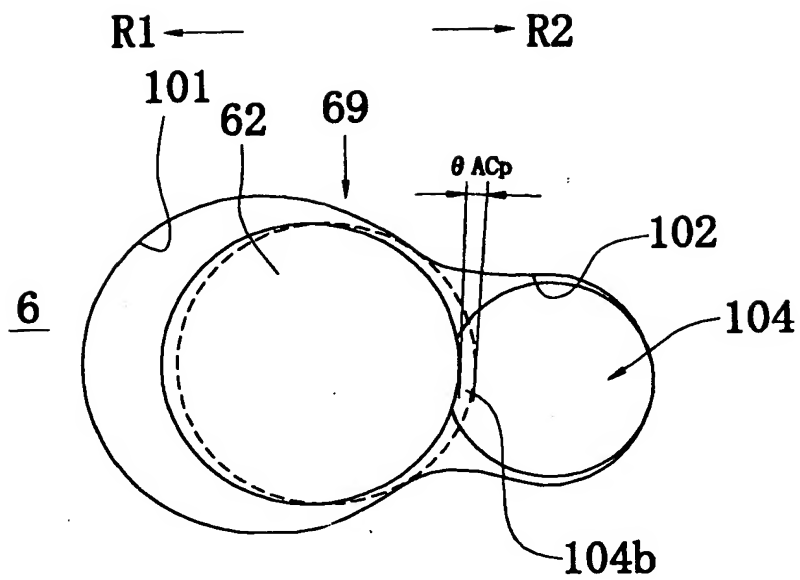
【图 14】



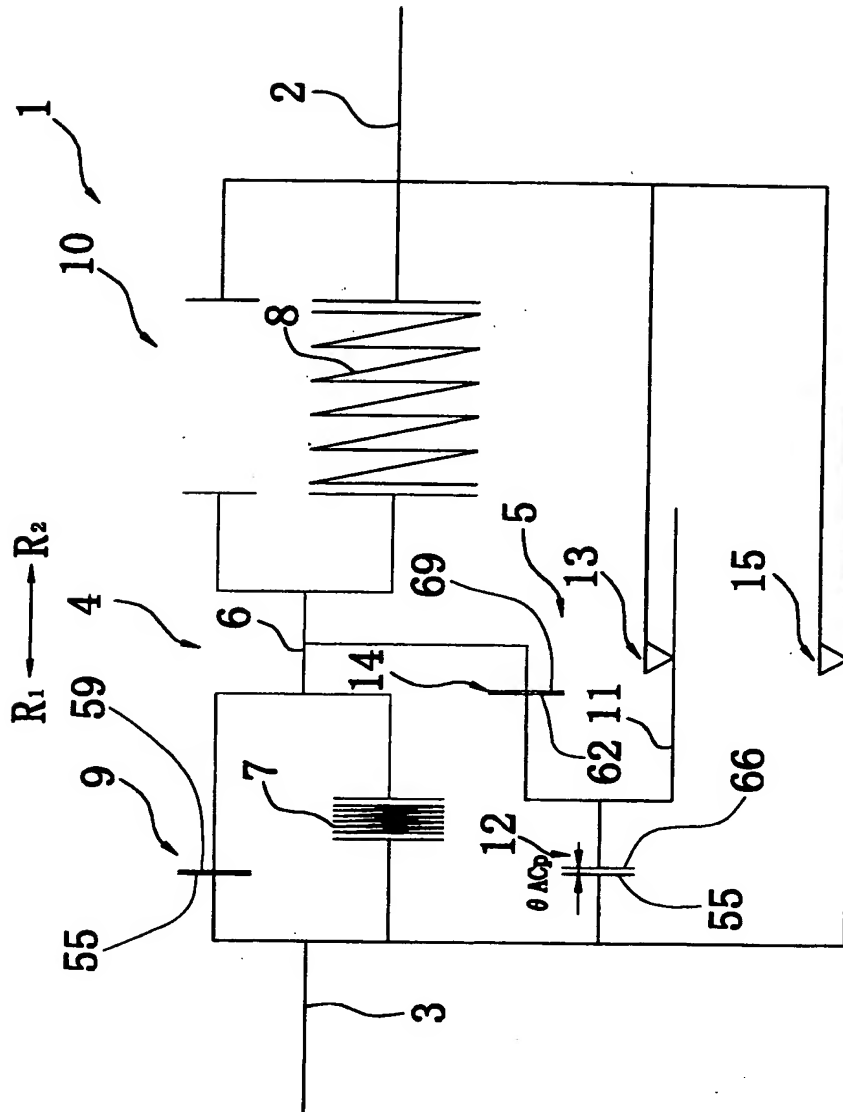
【図 1 5】



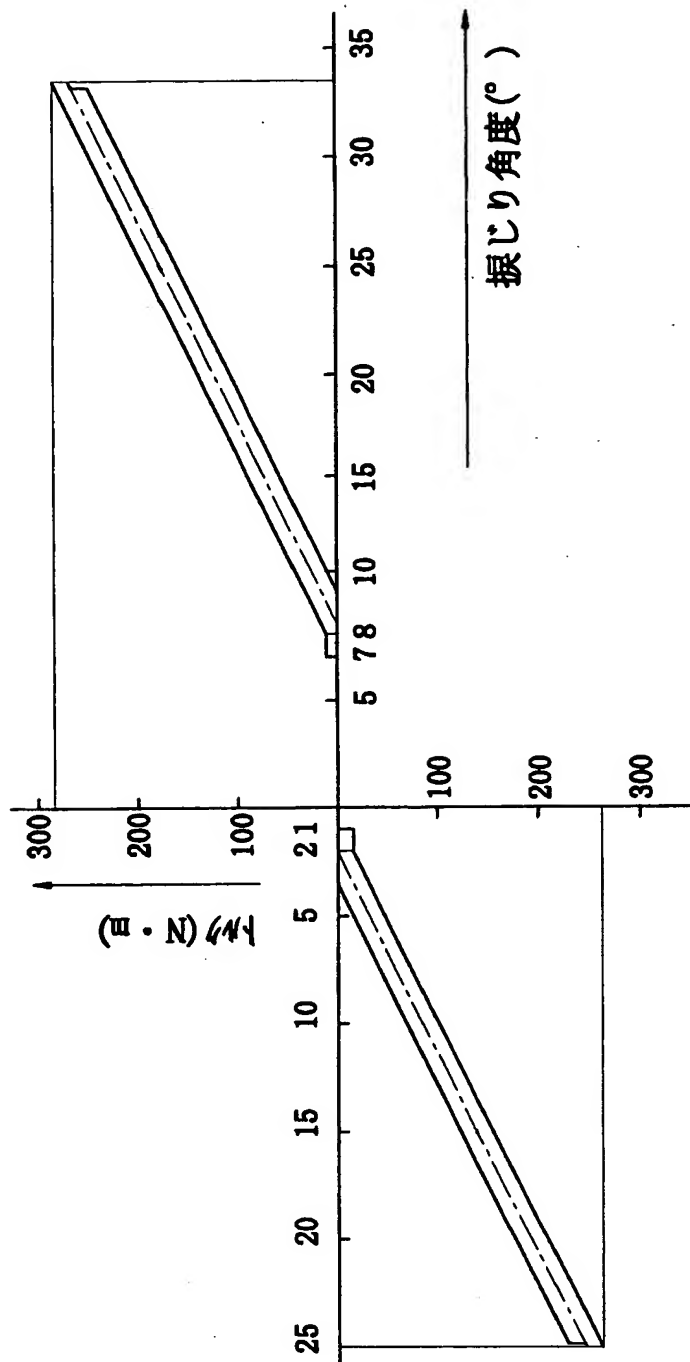
【図 1 6】



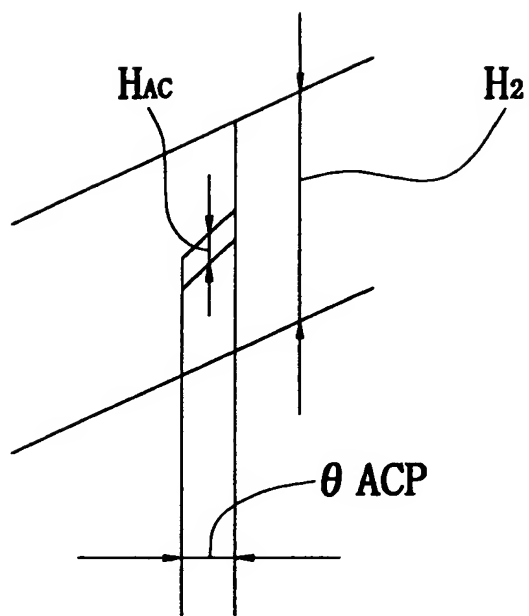
【図 17】



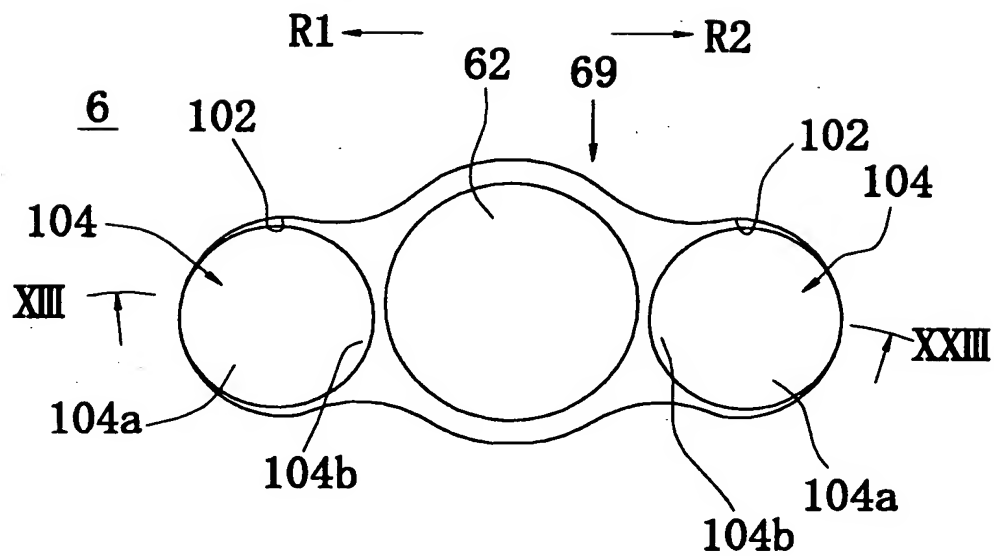
【図 18】



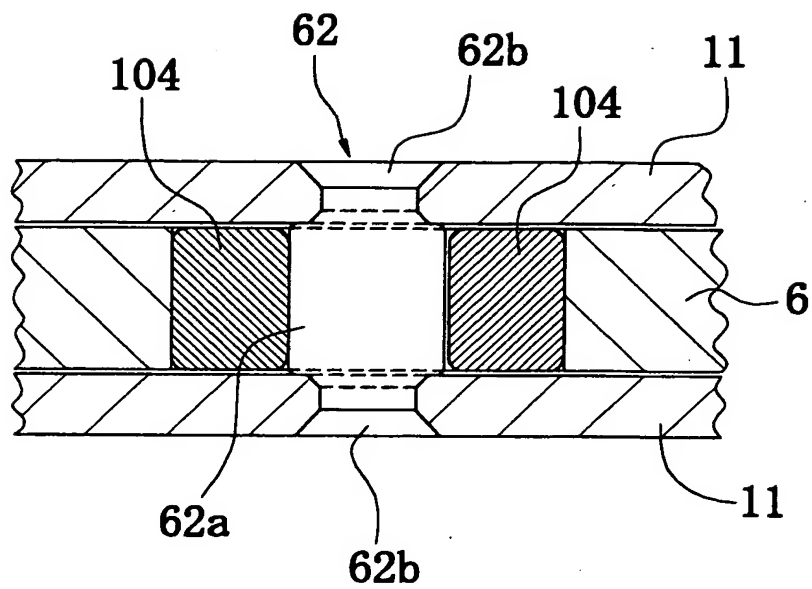
【図 1 9】



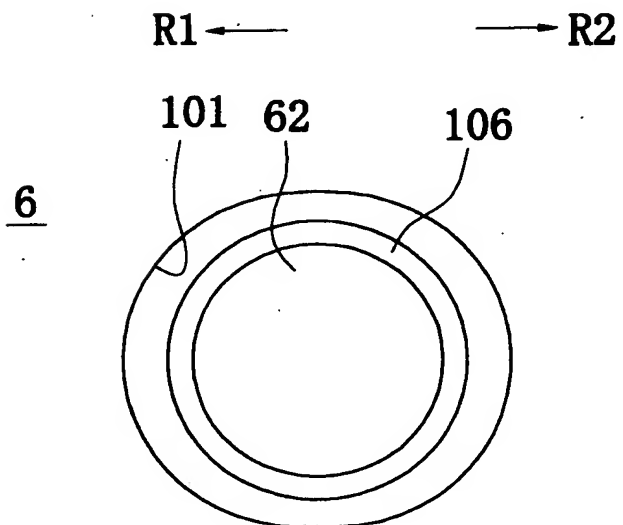
【図 2 0】



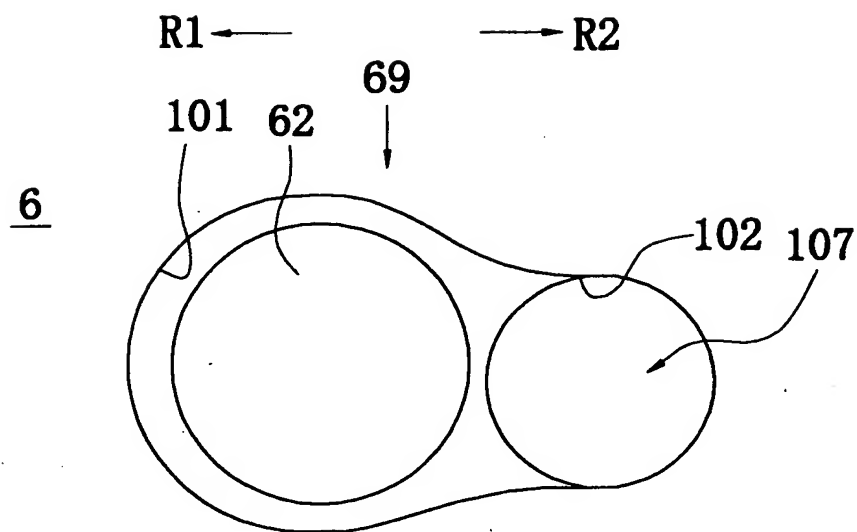
【図 2 1】



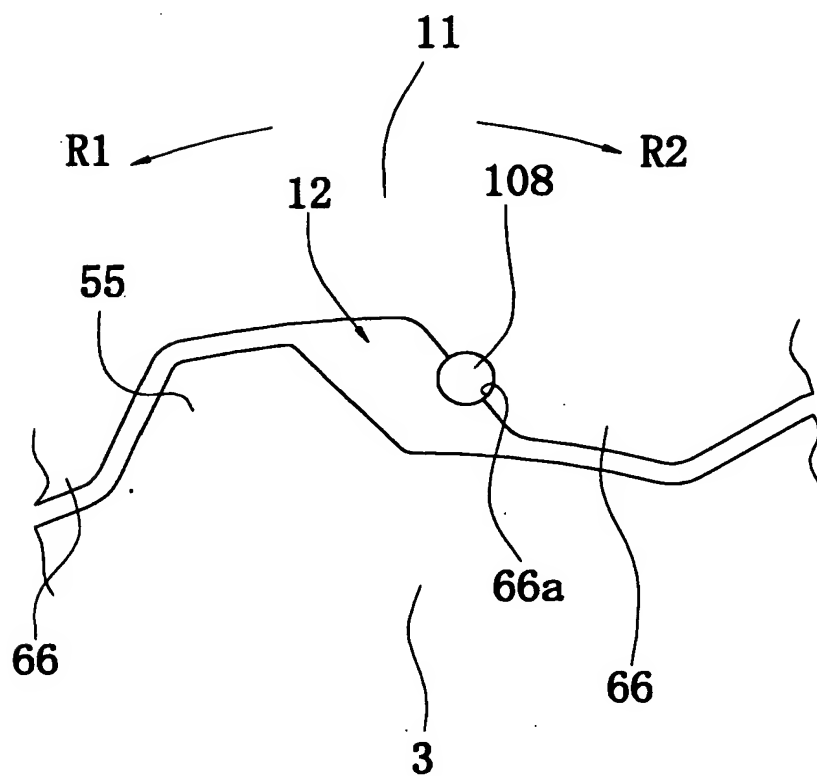
【図 2 2】



【図 2 3】



【図 2 4】





【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 所定角度範囲内で摩擦機構を作動させないダンパー機構において、前記所定角度の増加を抑制する。

【解決手段】 クラッチディスク組立体 1 は、入力回転体 2 と、スプラインハブ 3 と、ダンパー部 4 と、大摩擦機構 1 3 と、摩擦抑制機構と、弾性部材 1 0 4 とを備えている。スプラインハブ 3 は、入力回転体 2 と相対回転可能に配置され、入力回転体 2 からトルクが入力される。ダンパー部 4 は、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 とを回転方向に連結するための機構である。大摩擦機構 1 3 は入力回転体 2 とスプラインハブが相対回転するときに摩擦を発生可能である。摩擦抑制機構は、所定角度範囲内で大摩擦機構を作動させないための回転方向隙間  $\theta_{ACp}$  である。弾性部材 1 0 4 は、所定角度の端で互いに当接する部材の衝撃を緩和するための部材である。

【選択図】 図 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000149033]

1. 変更年月日 1995年10月30日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号  
氏 名 株式会社エクセディ